

Daniel Gacek

Návrh nosné konzoly sedadel

Design of The Seat Bracket

Bakalářská práce

Vedoucí práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2021

Bibliografický záznam

Autor: Daniel Gacek, GAC0009

Název práce: Návrh nosné konzoly sedadel

Studijní program: B2341 Strojírenství

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 52

Klíčová slova: konzola, kantilever, nosník, železniční vozidlo

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GACEK, D. Návrh nosné konzoly sedadel: bakalářská práce. Ostrava VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra konstruování, 2021, 52 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, PhD.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem nosné konzoly sedadel v železničním vozidle. V úvodu práce jsou vyobrazeny a okomentovány současná konstrukční řešení upevnění sedadel v železničních vozidlech. V další části práce budou objasněny výhody a nevýhody uchycení sedadel do stěny a budou použity k samotnému návrhu konzoly, včetně pevnostní analýzy nejlepšího návrhu. Veškerá výkresová dokumentace je v příloze bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

This bachelor's thesis deals with the structural design of The Seat Bracket in railway vehicle. In the introduction various types of the current seat fastening solutions in railway vehicles are shown and commented. In the next part of this thesis will be clarified the advantages and disadvantages of cantilever console and will be used for designing my own console, including stress analysis of the best design. All drawing documentation is in the appendix of the bachelor's thesis.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	5
Úvod	6
1 Metody upevnění sedadel do skříně železničního vozidla	7
1.1 Konzola upevněná k podlaze vozidla	7
1.2 Konzola upevněná do podlahy a boku vozidla	11
1.3 Konzola upevněná do bočnice a stropu vozidla	12
1.4 Konzola upevněná do boku skříně vozidla (kantilever)	12
2 Kantilever	13
2.1 Obecný rozbor	13
2.2 Popis konstrukce	13
2.3 Výhody a nevýhody upevnění do bočnice	17
3 Upevnění do vozidla	18
3.1 C-drážka	18
3.2 Šroubová spojení	19
3.3 Nýťovací matice	21
3.4 Rozteče děr pro upevnění sedadla na konzolu	21
4 ČSN EN 12663-1 + A1	22
4.1 Obecné seznámení s normou	22
4.2 Souřadnicový systém vozidla a mezní zatížení	23
5 Výpočet osových složek sil	24
6 Variantní návrhy konstrukce konzoly	25
6.1 Návrh č. 1	25
6.2 Návrh č. 2	27
6.3 Návrh č. 3	29
6.4 Výběr konečného návrhu pro pevnostní výpočet	31
7 Pevnostní posouzení vybrané varianty	32
7.1 Zjednodušený analytický výpočet	32
7.2 Pevnostní analýza pomocí MKP	39
Závěr	49

Poděkování.....	50
Použité zdroje.....	51
Seznam příloh.....	52

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Jednotka	Popis
a, b, c	mm	Rameno síly
H, B, h, b	mm	Rozměrové charakteristiky průřezu nosníku
A	mm^2	Plocha průřezu nosníku
m_o	kg	Hmotnost osoby
m_s	kg	Hmotnost sedadla
m_k	kg	Hmotnost konzoly
g	$m \times s^{-2}$	Gravitační zrychlení
F	N	Síla
$A_{x,y}, B_y$	N	Reakční síla
M	Nmm	Moment
Re	MPa	Mez kluzu
Rm	MPa	Mez pevnosti
E	GPa	Youngův modul pružnosti v tahu
$I_{x,y}$	mm^4	Kvadratický moment setrvačnosti k ose
W_o	mm^3	Průřezový modul v ohybu
σ	MPa	Napětí
i	$[-]$	Stupeň statické určitosti
MKP	$[-]$	Metoda konečných prvků

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a základním pevnostním posouzením konzoly nesoucí dvojsedadlo, určené pro aplikaci v železničních vozidlech.

Důvod vypsání tohoto tématu je snaha zadavatelské společnosti Škoda Transportation a.s. o výrobu vlastního typu konzoly, jež by odstranila závislost na externích dodavatelských firmách a rovněž by ušetřila náklady s tím spojené.

V teoretické části práce jsou probrány různé metody upevňování sedadel do skříně železničního vozidla na příkladech z praxe. Taktéž je zde hodnocení konstrukce jako takové z pohledu přínosů a nevýhod daných typů konzol. Ke konci teoretické části je detailně okomentováno upevnění sedadel do boku skříně vozidla, což je hlavním tématem této práce.

Praktická část se zaměřuje na současné normy v tomto odvětví průmyslu, které úzce souvisí s návrhem. Na základě těchto norem jsou vypočtena zatížení, jež působí na konzolu, a které jsou nezbytné pro pevnostní analýzu pomocí MKP a pro analytický výpočet. Následuje představení vlastních návrhů, jejich zhodnocení a vybrání nejlepšího možného řešení. Pro finální variantu je dále zpracován analytický pevnostní výpočet, pevnostní analýza pomocí MKP a výkresová dokumentace.

Stanovené cíle práce

Cílem této bakalářské práce je prozkoumat současné metody upevňování sedadel v železničních vozidlech. Detailněji rozebrat téma upevnění do stěny skříně vozidla. Na základě porovnání výhod a nevýhod současných řešení přijít s vlastními konstrukčními návrhy. Zhodnotit mnou vytvořená řešení a vybrat z nich nejlepší dle určených kritérií.

- Rešerše současně použitých metod upevnění sedadel ve vozidle
- Detailní popis konzoly upevněné do stěny skříně vozidla
- Porovnání výhod a nevýhod daných řešení
- Variantní návrhy různých typů konzol
- Zhodnocení variant a výběr nejlepšího řešení
- Podrobné konstrukční řešení dané varianty

1 METODY UPEVNĚNÍ SEDADEL DO SKŘÍNĚ ŽELEZNIČNÍHO VOZIDLA

Tato část práce je postavená čistě na teoretické bázi. Jsou zde rozebrány současné metody upevňování sedadel do skříní železničních vozidel a taktéž je zde popis jejich konstrukce. Další hledisko náhledu na předmětné metody je popis pozitiv a negativ daných konstrukčních řešení.

Výstupem tohoto porovnání pozitiv a negativ, je vyjasnění cílů pro vytvořené konstrukční návrhy. Při navrhování je zde snaha vyhnout se negativům, které lze najít na již existujících řešeních upevnění do vozu a rovněž aplikovat nalezená pozitiva.

1.1 Konzola upevněná k podlaze vozidla

Jedná se o dříve velmi často využívanou metodu upevnění sedadel v dopravních prostředcích. Samotná konzola je tvořena blokem, trubkou nebo jiným profilem a je spojena přímo se sedadly a podlahou. Toto řešení není praktické pro úklid, protože konzola překáží v úklidovém prostoru, a rovněž není komfortní pro cestující, z důvodu omezení prostoru pro nohy. Dále dochází k porušení jednotné struktury podlahy, což může vést k zatečení vody pod podlahovinu do vnitřní stavby vozidla. V případě uchycení na blok je zde výhoda možnosti instalace technologického vybavení, případně využití mrtvého prostoru.

1.1.1 Konzola tvořená blokem

Tvar této konzoly je blok, který je oplechován z vnější pohledové strany. Na samotném bloku je posazeno dvojsedadlo. Vnitřní konstrukce bloku se může skládat z kostry, která je oplechována (**obr. 1**), nebo ze samotného plechu, jež nese veškerá zatížení (**obr. 2, 3**).

Tento typ konstrukce bývá využit tam, kde nelze z technických důvodů vytvořit rovnou podlahu.



Obr 1: Dvojsedadlo na blokové konzole ve vozidle RegioPanter z produkce Škoda Transportation a.s. [1]

Nejčastěji se s touto metodou upevnění setkáme v nízkopodlažních vozidlech, kde se pod blokem se sedadly nacházejí podvozkové díly a další technologické vybavení vozidla. Výhodou je využití jinak nevyužitelného prostoru ve vozidle. Jasnou nevýhodou je velmi omezený prostor pro nohy cestujících.

Často se s tímto systémem upevnění setkáváme u tramvají (**obr. 2**). Jedná se o první sedadla za kabinou řidiče, která se nacházejí nad první podvozkovou sadou.



Obr 2: Sedadlo v tramvajovém vozidle ČKD typu KT8D5.RN1

Toto řešení je zde aplikováno z důvodu umístění zásobníku písku pod těmito sedadly. Sedadlo jako takové je připevněno na dvou profilech čtvercového průřezu, jež jsou připevněny k horní straně bloku. Víko bloku je na spodní straně vyztuženo navařenými pásnicemi, je možné jej otevřít po odjištění pojistky a spolu se sedadlem odklopit (**obr. 3**) z důvodu údržby (doplnění písku).



Obr 3: Detail vnitřní konstrukce bloku ve vozidle ČKD typu KT8D5.RN1

1.1.2 Konzola tvořená dvěma profily

U tohoto řešení (**obr. 4**) jsou sedadla spojená profilem v dvojsedadlo, jež je upevněno k podlaze. V tomto případě jsou použity dvě konzolové nohy z profilovaného materiálu. Na samotné konzolové noze se nachází otvor sloužící k odlehčení konstrukce.



Obr 4: Sedadla v 1. třídě vozidle Siemens Viaggio Comfort [2]

V případě dvojsedadla tento systém upevnění nijak extrémně neomezuje prostor pro nohy cestujících, což je velké pozitivum. Nicméně u samotného sedadla tomu tak není, z důvodu použití dvou konzolových noh blízko u sebe. Stejně tak vzhled použitých konzol ve vozidle Siemens Viaggio Comfort hraje velkou roli. Konstrukce působí solidním a moderním dojmem.

Další varianta tohoto typu upevnění je na **(obr. 5)**. Zde je místo složitě profilované konzolové nohy, použit oválný profil. Ve starších vozech bývá v současné době stále používán trubkový profil. Toto řešení je starší než u předchozího obrázku.



Obr 5: Další varianta typu konzoly ve vozidle Siemens Viaggio Comfort [3]

Z **(obr. 5)** je patrné, jak je možné efektivně konzolu využít k upnutí komfortního vybavení vlaku (jako jsou elektrické zásuvky, odpadkové koše, atd.). V tomto konkrétním případě je zde uchycen odpadkový koš. Jako jasnou nevýhodu opět vidím narušení struktury podlahy a velmi problematický úklid pod a mezi sedadly.

1.2 Konzola upevněná do podlahy a boku vozidla

Tento systém je kombinací, již dříve zmiňované metody upevnění do podlahy a metody upevnění do stěny vozidla. S tím souvisí i nevýhody dané konstrukce, které jsou taktéž velice podobné. Cestující sedící blíže k uličce má omezený prostor pro nohy. Struktura podlahy je narušena obdobně, jako u upevnění do podlahy, které je zmíněno v předešlé kapitole (**kap. 1.1**). Dále je zde taktéž omezen úklidový prostor pod sedadly, z důvodu profilu upevněného do podlahy vozidla.

Tento styl upevnění sedadel můžeme na území České republiky pozorovat v jednotkách RegioPanter a Alstom Coradia Lint 27 (dopravce LeoExpress), kde je hlavní konzolová noha, tvořena oválným profilem upevněným k podlaze (**obr. 6**).



Obr 6: Sedadla ve vozidle RegioPanter, výrobce Škoda Transportation a.s. [4]

1.3 Konzola upevněná do bočnice a stropu vozidla

V tomto případě se jedná o kombinovaný způsob kotvení dvojsedadel ve vozidle. Zde se konkrétně jedná o upevnění sedadel do stropu a boku skříně vozidla. Je to velmi netradiční způsob kotvení sedadel, které u nás není příliš známý. Na (**obr. 7**) můžeme tuto metodu vidět v motorovém vozidle řady 842 od výrobce Škoda Transportation a.s., totožná konstrukce je pak vidět u novější řady 843.



Obr 7: Upevnění sedadel ve vozidle řady 842 výrobce Škoda Transportation a.s. [5]

V předmětném konstrukčním řešení je použit trubkový profil, jenž je přišroubován do stropu vozidla na straně jedné a kotven do sedačky na straně druhé. Tento profil slouží zároveň jako opěrný bod pro polici na zavazadla nad sedadly. Konzola samotná je dále kotvena do profilu, který je veden po celé délce stěny vozidla (nikoli do C-drážky).

Největší výhodou je maximální využití potenciálu této konstrukce, konkrétně pro uchycení polic na zavazadla cestujících nad sedadly. Z ergonomického hlediska je konstrukce dobře navržená, neboť cestujícím nic nebrání v prostoru pro nohy a mohou se při cestování ve stoje přidržet trubky. Další výhodou je snazší úklid pod sedadly vozidla a nenarušení strukturálního povrchu podlahy.

1.4 Konzola upevněná do boku skříně vozidla (kantilever)

Předmětný systém, je hlavním tématem této bakalářské práce, a tudíž je mu v následujících kapitolách věnováno podrobněji, než výše zmíněným systémům kotvení sedadel.

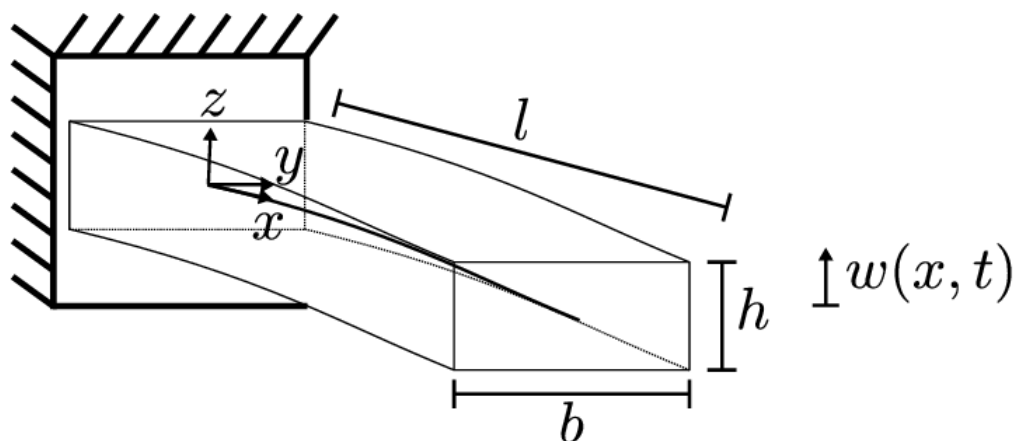
U varianty typu kantilever je konzola kotvena pouze do stěny skříně vozidla, proto nedochází k narušení integrity podlahy například šrouby nebo jiným systémem upevnění.

2 KANTILEVER

2.1 Obecný rozbor

Kantilever je počeštěný název pro anglický výraz „cantilever“, což v překladu znamená konzola, nebo také konzolový nosník. V literatuře se dá dohledat, že konzola je další označení pro vetknutý nosník [12].

Typ konzoly, který je dále navrhován se upevňuje pomocí šroubového spojení do tzv. C-drážky. Šroubové spojení lze považovat za dostatečně tuhé, aby bylo možné jej ve výpočtech nahradit vetknutím. V tomto konkrétním případě se jedná o vetknutý prostorový nosník (**obr. 8**), na který působí víceosé namáhání. Tato skutečnost je dále aplikována při samotném konstruování a pevnostní analýze [12].



Obr 8: Schéma vetknutého nosníku [6]

2.2 Popis konstrukce

Jedná se o systém, kde konzola, nesoucí dvě sedadla, je ukotvena do boku skříně vozidla. Vzhledem k tvaru a typu upevnění konstrukce se jedná o nejnáročnější metodu kotvení sedadel, z výše zmiňovaných možností. Ačkoli a konzolu působí stejné zatížení, vzniká u tohoto typu větší namáhání konstrukce, z důvodu absence podpory z podlahy, nebo stropu.

Jednoznačnou výhodou tohoto typu konzoly je, že nenarušuje jednodlitou strukturu podlahy, takže nehrozí zanesení nečistot nebo zatečení vody do skříně vozidla a umožňuje pohodlnější a snazší úklid vozidla pro personál.

Zřejmou nevýhodou je velké omezení prostoru pro nohy cestujících. Zejména pro u okna sedící pasažéry. Pro cestující sedící blíže k uličce už tomu tak zpravidla nebývá.

Současné typy konzol užívané v praxi

Na (**obr. 9**) vidíme konzolu upevněnou do boku vozidla (kantilever). V tomto případě se jedná o vozidlo Bombardier Talent 643 (dopravce RegioJet). Z obrázku je patrné, že se jedná o svařovanou konstrukci tvořenou čtvercovými dutými profily. Konzolu tvoří dva spojené vetknuté nosníky. Na samotné konstrukci jsou připevněna sedadla. Návrh kantileveru je dost objemný a cestující u okna má minimum prostoru pro nohy. Obecně vzato se jedná o vcelku jednoduchou a funkční konstrukci.



Obr 9: Kantilever ve vozidle Bombardier Talent 643 [7]

V tomto případě (**obr. 10**) se jedná o kantilever v tramvajovém vozidle DPO. Jde o vozidlo Vario LF2/3. Zde je konzola tvořená taktéž čtvercovými dutými profily, nicméně podpora je k hlavním profilům připevněna pomocí šroubového spojení.

Zvláštností tohoto typu je, že spodní podpůrný profil je umístěn přesně na rozhraní podlahy a stěny vozidla, nejedná se tedy o čistou konstrukci kantileveru.

Tato konstrukce rovněž překáží v prostoru pro nohy cestujících, avšak méně, než u předchozího typu. Hlavně z důvodu, že sedadlo je na konstrukci posunuto dopředu a celkový design kantileveru je štíhlejší, díky použití jednoho podpůrného profilu.



Obr 10: Kantilever ve vozidle Aliance TW Team typu Vario LF3/2

Z (**obr. 11**) vyplývá, jakým způsobem je celá konstrukce upevněná do skříně vozidla. V horním rameni kantileveru není upevněn do C-drážky, jak je tomu u skříní železničních vozidel, ale do „T“ profilu, který je umístěn po celé délce vozidla ve stejné vzdálenosti od podlahy. Spodní podpurná noha je tvořena oválným profilem, jež je pomocí přivařené rošířené části připevněn na rozhraní podlahy a stěny pomocí šroubů. Rozšířená část spodní nohy slouží pro zvětšení tuhosti v podélném směru.



Obr 11: Detail kantileveru ve vozidle Aliance TW Team typu Vario LF3/2

Na (**obr. 12**) je patrné, že kantilever v tomto vozidle je velice podobný jako v předchozím případě u tramvajového vozidla Vario LF3/2 (**obr. 10 a 11**). Nicméně je zde spodní podpurný profil ohnut do tvaru písmene „S“ a je připevněn pomocí šroubového spoje do C-drážky ve stěně, nikoli na rozhraní stěny a podlahy.



Obr 12: Kantilever ve vozidle Bombardier Talent [8]

Z dalšího (**obr. 13**) je patrné, že spodní rameno tvoří naohýbaný oválný profil.



Obr 13: Kantilever ve voze Bombardier Talent [9]

2.3 Výhody a nevýhody upevnění do bočnice

Tato podkapitola je věnována přednostem a nevýhodám konstrukce kantileveru. Při navrhování variantních řešení byly mimo jiné zohledněny výhody i nevýhody v současnosti v praxi používaných řešení.

Výhody konstrukce kantileveru:

- Nenarušení struktury podlahy
- Designový dojem
- Jednodušší úklid ve vozidle
- Možnost upevnění interiérového vybavení vozidla

Nevýhody konstrukce kantileveru:

- Náročnější na konstrukci
- Vyšší hmotnost
- Vyšší cena
- Omezení prostoru pro nohy cestujících

Za největší nevýhodu lze považovat snížený komfort pro cestující, neboť pasažér sedící u okna má velmi málo prostoru pro nohy, tudíž je nutno tomuto problému při konstrukci zamezit, nebo alespoň zmírnit jeho dopad.

Dalším aspektem, který je nutno zohlednit, je hmotnost celé konstrukce. Tento problém by se dal odstranit volbou materiálu s vyšší pevností nebo s menší měrnou hmotností. Použití kvalitnějšího materiálu, však pravděpodobně negativně ovlivní cenu samotného kantileveru.

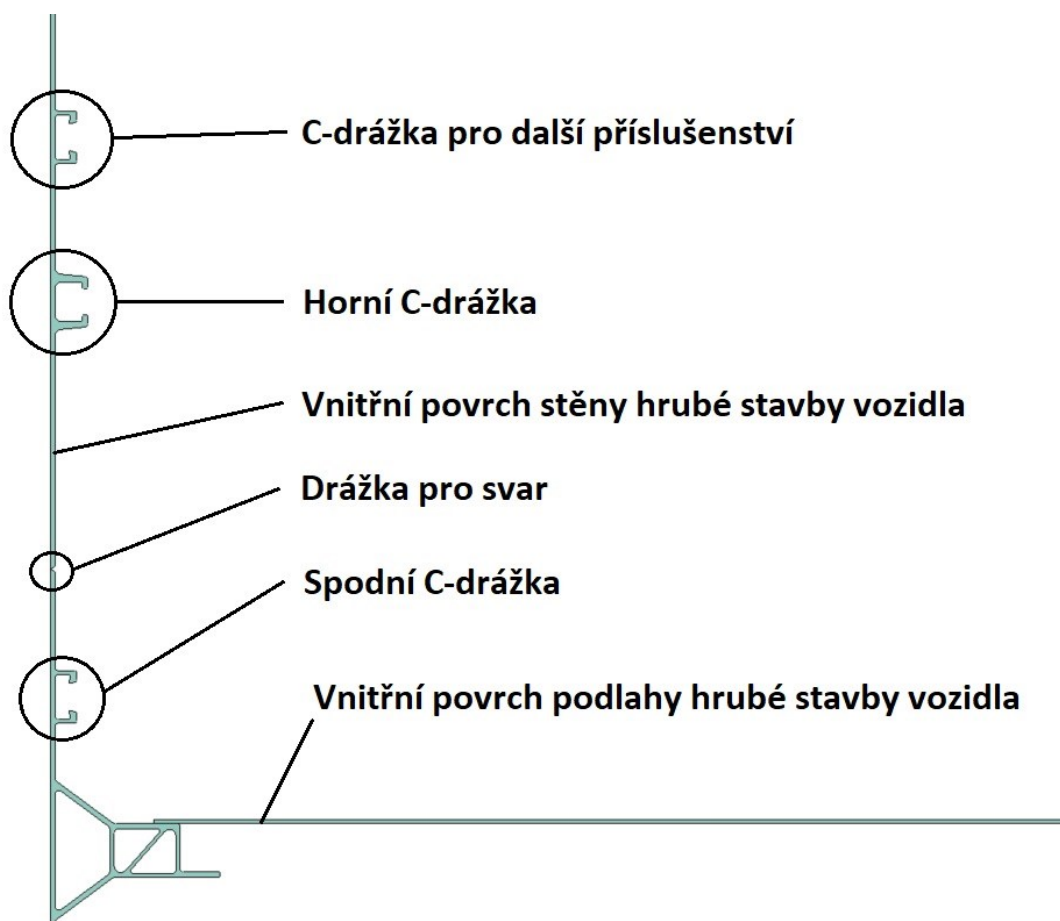
Při návrhu je nutno zvolit vhodný kompromis mezi ergonomií, hmotností, cenou a složitostí konstrukce.

3 UPEVNĚNÍ DO VOZIDLA

V teoretické části této práce byly zmíněny různé metody upevňovacích systému konzol sedadel do skříně železničního vozidla. Tato kapitola se detailněji zabývá upevněním konzoly do tzv. C-drážky. V případě železničních vozidel se jedná o nejčastější systém kotvení vnitřního vybavení do skříně vozidla.

3.1 C-drážka

Jedná se o upevňovací prvek (**obr. 14**), jež je součástí vnitřního povrchu hrubé stavby vozidla v celé jeho délce. Slouží pro kotvení interiérového vybavení vlaku, jako jsou konzoly pro sedadla, stolky, odpadkové koše, atd. Na obrázku níže jsou C-drážky znázorněny v bočním pohledu.



Obr 14: C-drážka boční pohled [10]

Rozteč **horní a spodní C-drážky** je 300 mm. **Horní drážka** má vyztuženější profil. Z důvodu vyššího tahového namáhání drážky, vrchním šroubovým spojem kantileveru. U **spodní drážky** vyztužení není třeba, protože je namáhána převážně tlakem. Taktéž je menší a má ostřeji zakončenou hranu. Do **C-drážky pro další příslušenství** se upevňují například stolky, či další interiérové vybavení vlaku.

Mezi **spodní a horní C-drážkou** se nachází **vrubová drážka** pro tupý svar. Při návrhu kantileveru je nutno zohlednit roztažnost materiálu a přesnost výroby stěny skříně vozidla, při svařování automatem. Z tohoto důvodu ve spodní kotevní části kantileveru nesmí být kruhová díra, ale musí se nahradit oválným otvorem, aby byla zajištěna bezproblémová montáž.

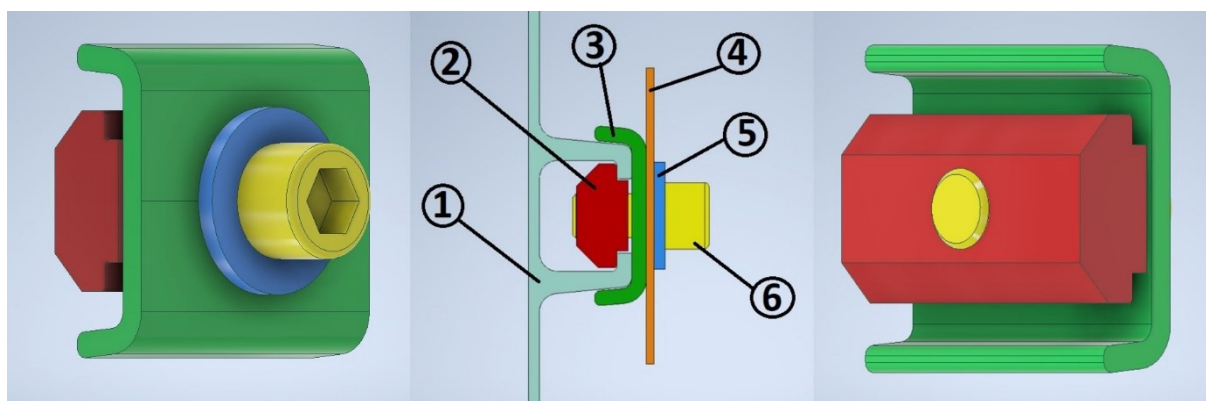
U horního šroubového spoje je lepší využít klasickou kruhovou díru pro lepší zabezpečení, z důvodu většího tahového namáhání.

3.2 Šroubová spojení

K upevnění samotné konzoly do C-drážek slouží šroubová spojení. Do každé drážky se aplikuje jiný typ šroubového spojení, z důvodu jiných druhů namáhání kotvených prvků. Šroubová spojení jsou dostatečně nadimenzována zadavatelem, tudíž je není třeba řešit pevnostním výpočtem.

3.2.1 Horní šroubový spoj

Do horní C-drážky je konzola upevněna pomocí šroubového spojení (**obr. 15**).



Obr 15: Horní šroubové spojení [10]

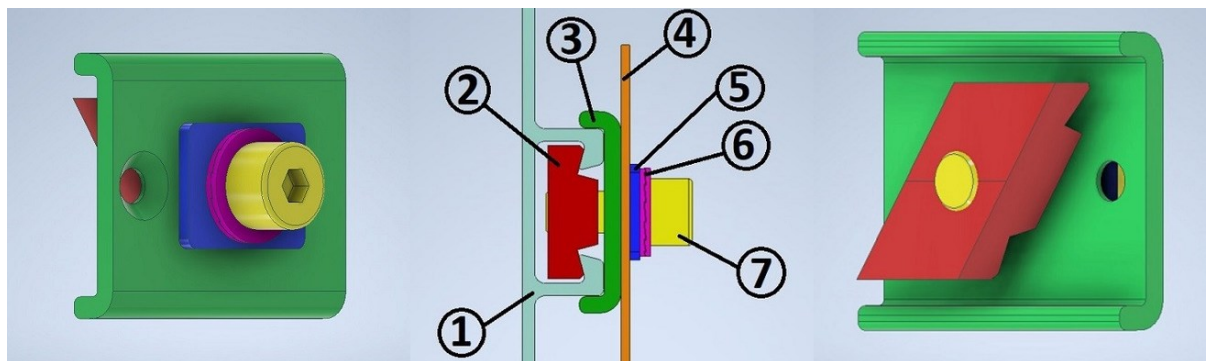
1. Dolní C-drážka
2. Matice do C-drážky M12
3. Pultruzní laminátový profil
4. Kotvící část konzoly sedadla
5. Pružná kónická podložka DIN 6796
6. Šroub s vnitřním šestihranem ISO 4762 M12x25

Na toto šroubové spojení působí největší zatížení tahem. Skládá se z vyztužené horní C-drážky (1), ke které pevně přiléhá matice do C-drážky (2). Dále je zde pultruzní laminátová podložka (3), která slouží jako izolační prvek (přerušuje tepelný most mezi vnitřní stavbou vozidla a konzolou). Na tuto podložku pak doléhá samotná kotvící část konzoly (4). Následuje pružná kónická podložka (5) a šroub M12 s vnitřním šestihranem (6).

Hlavním prvkem je matice do C-drážky, která je tvarovaná tak, aby přesně dosedla do profilu drážky. Také se jí říká kámen do C-drážky.

3.2.2 Dolní šroubový spoj

Do spodní C-drážky je konzola připevněna pomocí šroubového spoje (obr. 16).



Obr 16: Dolní šroubové spojení [10]

1. Dolní C-drážka
2. Matice do C-drážky
3. Pultruzní laminátová podložka s otvorem pro šroub
4. Kotvící část konzoly sedadla
5. Obdélníková podložka
6. Pojistná podložka NordLock
7. Šroub s vnitřním šestihranem ISO 4762 M10x25

Dolní šroubový spoj tvoří dolní C-drážka (1), do které je vložena matice do C-drážky (2), na kterou navazuje pultruzní laminátová podložka (3), sloužící opět pro přerušení tepelného mostu. Dále je zde samotná kotvící část konzoly (4), na kterou navazuje obdélníková podložka (5), pro kompenzaci délky šroubu. Na obdélníkovou podložku (5) doléhá pojistná podložka NordLock (6), která funguje na principu závěrného klínu, kde úhel klínu je větší, než úhel stoupání závitu. Takže při dotažení dochází ke klínovému vzepření a nedojde k uvolnění šroubu. Celý dolní šroubový spoj ukončuje šroub M10 s vnitřním šestihranem (7).

Matice do dolní C-drážky má jiný tvar, stejně jako celá dolní C-drážka z důvodu téměř nulového tahového zatížení (působí zde převážně tlak).

Prvky dolního šroubového spojení jsou univerzální. Slouží také pro kotvení jiného interiérového vybavení vozu. Z toho důvodu je u dolního šroubového spojení obdélníková podložka (3), umožňující přizpůsobení délky šroubu a také otvor pro šroub v pultruzní laminátové podložce (4).

3.3 Nýtovací matice

Pro ukotvení sedadel ke konzole slouží nýtovací matice (**obr. 17**), která se vloží do předem předvrtaných otvorů a pomocí nýtovacích kleští se roztáhne a vyplní otvor.



Obr 17: Nýtovací matice [14]

Toto řešení se zde uplatňuje z důvodu, že tloušťka materiálu, do kterého se kotví sedadla, není dostatečná na to, aby byl závit vyřezán přímo do materiálu. Nýtovací matice zaručí větší tuhost šroubového spojení, čímž se předejde stržení závitu. Velikosti otvorů pro nýtovací matice se u různých výrobců liší a závisí na více faktorech (tloušťka materiálu, velikost šroubu apod.)

3.4 Rozteče děr pro upevnění sedadla na konzolu

Firmou Škoda Transportation a.s. byla poskytnuta výkresová dokumentace roztečí otvorů pro dané typy sedadel. Jedná se o výkresy tří typů sedadel nejmenovaných výrobců, určující rozteč děr pro šrouby, jejich velikost a polohu.

Tato dokumentace je brána v potaz při návrhu jednotlivých variantních řešení. Návrh absolutně univerzálního řešení konzoly znemožňuje skutečnost, že většina roztečí otvorů pro šrouby u jednotlivých typů sedadel je odlišná, až na jednu rozteč (kóta 220 mm). Z výše uvedeného vyplývá, že je možné navrhnout pouze takové řešení, které vyžaduje jen minimální úpravy konstrukce konzoly.

Výkresová dokumentace je v **příloze A**.

4 ČSN EN 12663-1 + A1

4.1 Obecné seznámení s normou

Tato kapitola je zaměřena na normu, která stanovuje minimální pevnostní požadavky na skříně kolejových vozidel. Obsah této normy je dále využit při silovém rozboru a pevnostních výpočtech návrhu konzoly [11].

Cílem normy je vytvořit pevnou jednotnou základnu pro konstrukční návrhy skříní a vybavení kolejových vozidel a dále usnadnit práci výrobců interiérového vybavení. Norma umožňuje optimalizaci konstrukčních návrhů při dodržení veškerých požadavků na bezpečnost. Norma dále upravuje vhodnost zvolených materiálů, aplikovaných při konstrukčním návrhu [11].

Norma systematicky kategorizuje kolejová vozidla [11].

- Kategorie L – lokomotivy
- Kategorie P – vozidla osobní dopravy
- Kategorie F – nákladní vozy

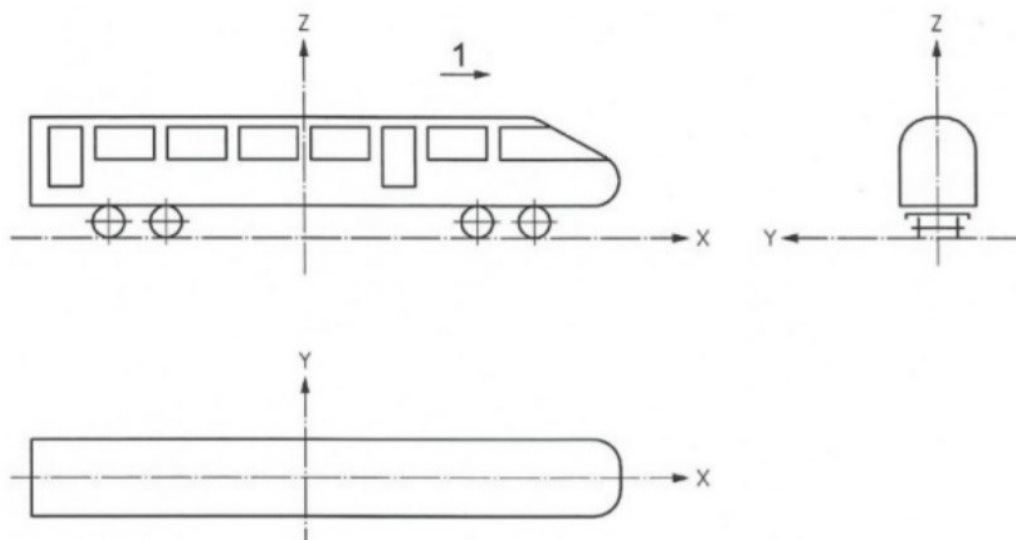
V každé z výše zmíněných kategorií jsou jiné nároky na pevnostní požadavky. Vozidla osobní přepravy se dále dělí [11]:

- P – I např. osobní vozy
- P – II např. ucelené vlakové jednotky a osobní vozy
- P – III např. vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce
- P – IV např. lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy
- P – V např. tramvajová vozidla

Variantní řešení se řídí kategorií „P-II – ucelené vlakové jednotky a osobní vozy“, protože nejlépe odpovídají tématu práce.

4.2 Souřadnicový systém skříně vozidla a mezní zatížení

Norma dále upravuje souřadnicový systém skříně vozidla (**obr. 18**) tak, aby bylo jednoznačné o jaký vektor zrychlení, a síly se jedná.



Obr 18: Souřadnicový systém skříně vozidla [11]

Z normy jsou využita potřebná data pro výpočet sil, působících na konzolu. Jedná se o mezní zatížení tzn. zatížení, která působí na vybavení při mezním stavu (případ nehody). Norma dále nařizuje zohlednit i hmotnost samotného vybavení (v tomto případě konzoly), pokud by došlo k razantnímu ovlivnění pevnostního výpočtu [11]. V (**Tabulka 4.1**) se nachází hodnoty určující zrychlení v daných osách skříně vozidla.

Tabulka 4.1: Druhy mezních zatížení v místech uchycení vybavení [11]

Směr os	Hodnota zrychlení [$m \times s^{-2}$]
Osa X	$\pm 3 \times g$
Osa Y	$\pm 1 \times g$
Osa Z	$(1 \pm c) \times g$

Kde $c = 2$ na konci vozidla a lineárně klesá na $c = 0,5$ uprostřed vozidla

Pro pevnostní výpočet je použit koeficient $c = 2$, z důvodu zohlednění největší mezní síly, působící na konzolu při nárazu.

5 VÝPOČET OSOVÝCH SLOŽEK SIL

Na základě zjištěných údajů z normy byly vypočteny mezní síly, které působí na konzolu při nárazu. Hmotnost osoby $m_o = 80 \text{ kg}$ udává norma **ČSN EN 15663**, na kterou odkazuje předchozí výše zmíněná norma **ČSN EN 12663-1 +A1**.

$m_o = 80 \text{ kg}$ hmotnost osoby

$m_s = 15 \text{ kg}$ hmotnost sedadla daná výrobcem

$m_k = 6,24 \text{ kg}$ hmotnost konzoly

$g = 9,81 \text{ m} \times \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

Výpočet sil vyvolaných tíhou sedadla a cestujícího:

$$F_x = (m_o + m_s) \times 3 \times g = (80 + 15) \times 3 \times g = 2\,795,85 \text{ N} \quad (5.1)$$

$$F_y = (m_o + m_s) \times 1 \times g = (80 + 15) \times 1 \times g = 931,95 \text{ N}$$

$$F_z = (m_o + m_s) \times 3 \times g = (80 + 15) \times 3 \times g = 2\,795,85 \text{ N}$$

6 VARIANTNÍ NÁVRHY KONSTRUKCE KONZOLY

Tato kapitola se zabývá vlastními konstrukčními návrhy konzoly (kantileveru), je detailně popsána jejich konstrukce a zhodnocena jejich vhodnost. U vybraného finálního návrhu je provedena MKP analýza a zjednodušený analytický výpočet.

Pro každý návrh je zpracována přibližná cenová kalkulace dané varianty. Cena je pouze orientační a je v ní zahrnut pouze hlavní konstrukční materiál dané konzoly.

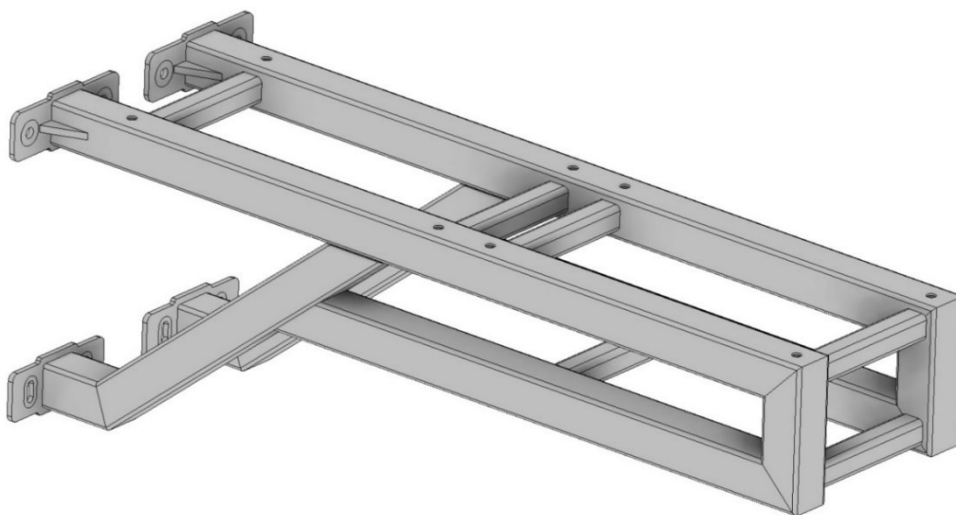
Při návrhu samotném byly aplikovány získané informace z předchozí teoretické části. Finální návrh bude kompromisem mezi náročností výroby, hmotností, cenou a ergonomií.

6.1 Návrh č. 1

U prvního návrhu konstrukce kantileveru (**obr. 19**), byl zjištěn radikální rozdíl hmotností u konzol s jedním a dvěma hlavními nosníky. Předmětný návrh je rovněž náročný na výrobu a montáž.

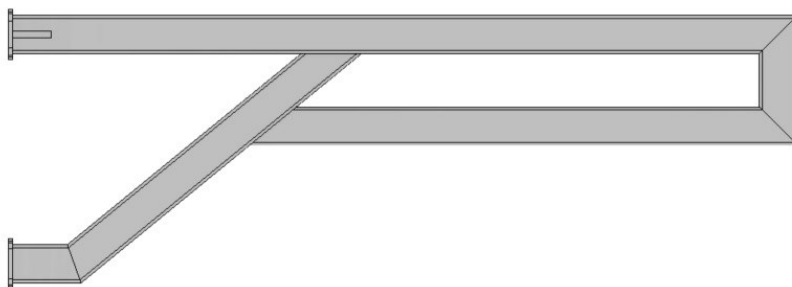
6.1.1 Konstrukce návrhu

V tomto případě byla zvolena ověřená svařovaná konstrukce ze dvou hlavních nosných profilů **ČSN EN 10219-2 50x50x2**. Mezi hlavními nosníky jsou profily **ČSN EN 10219-2 30x30x3**, které zde jsou pro zvýšení tuhosti celého rámu konzoly. Ke stěně vozidla je pak konzola připevněna pomocí 4 adaptérů z pásoviny tloušťky 6 mm. Tyto pásoviny jsou vyztuženy žebry stejné tloušťky, pro zvýšení tuhosti hlavně v podélném směru (kolmo ke stěně vozidla).



Obr 19: Variantní návrh č. 1

Do pásovin jsou vyvrtány otvory pro horní a dolní šroubová spojení (**kap. 3.2.1, 3.2.2**). Do spodní pásovin je vyfrézován oválný otvor (**obr. 19**), pro umožnění montáže konstrukce. Čelní pohled je na (**obr. 20**).



Obr 20: Variantní návrh č. 1 – čelní pohled

Zvolený materiál varianty a cenová kalkulace

Jedná se o konstrukci z normalizovaných profilů, ze standardního materiálu. Jako materiál je zde použita ocel **S235JRH**. Za pomoci webové stránky firmy Feron a.s. byla dle ceníku vypočtena přibližná cena za 1 m uzavřených dutých čtvercových profilů [13].

Orientační cena materiálu této varianty je **755,- Kč** za jeden kus této konzoly [13].

Posouzení varianty

První návrh konstrukce není optimalizován tak, aby splňoval daný kompromis mezi cenou, hmotností a náročností. Jedná se však o funkční konstrukci, která je použitelná pro aplikaci v praxi.

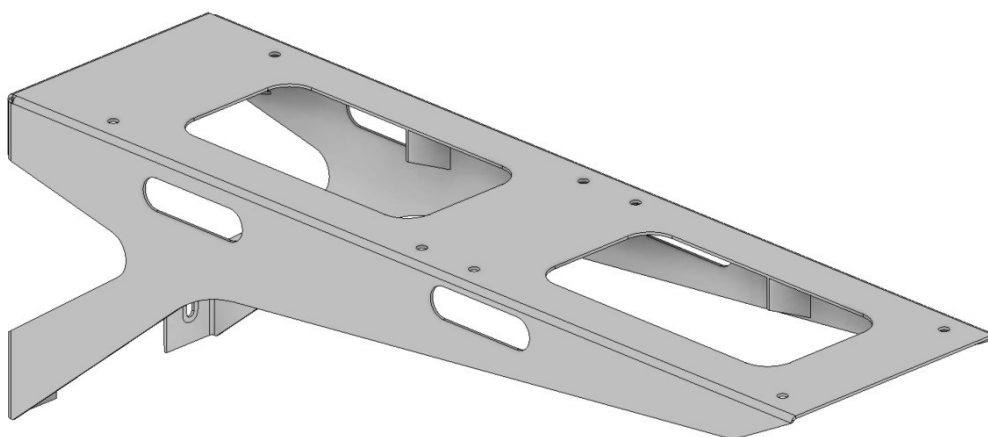
Konstrukce má vyšší hmotnost, která byla vypočtena prostřednictvím softwaru Autodesk Inventor Professional 2021. Výsledná hmotnost činila **17, 961 kg**, což je příliš v porovnání se standardní hmotností konzol, určených pro železniční dopravu, jež se pohybuje okolo **10 kg**.

Další problém tohoto návrhu je celková objemnost konstrukce, která příliš zasahuje do prostoru pro nohy cestujících. A taktéž její složitost, což by značně zkomplikovalo její výrobu.

Výhodou této konstrukce je nižší cena, neboť zvolený materiál patří k těm levnějším a dostupnějším na trhu. Taktéž je to variabilita, protože lze měnit rozteč otvorů pro upevnění sedadel bez nutnosti úpravy délky hlavního nosníku.

6.2 Návrh č. 2

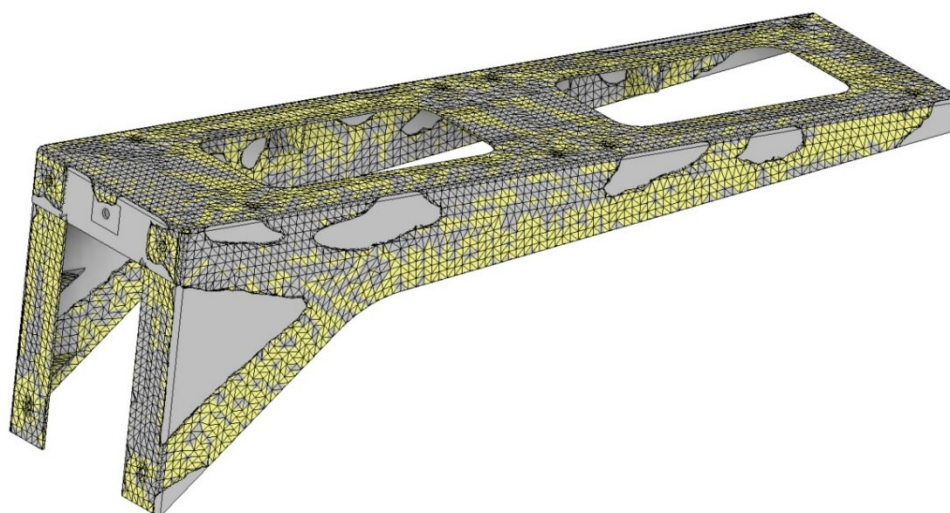
Při druhém návrhu (**obr. 21**) došlo k inspiraci z (**kap. 1.1.1**), kde se sedadlo kotví pouze na plechový blok. Tato idea byla přetvořena tak, aby se původní myšlenka (kotvení na plechový blok) dala využít i pro upevnění konzoly do stěny vozidla.



Obr 21: Variantní návrh č. 2

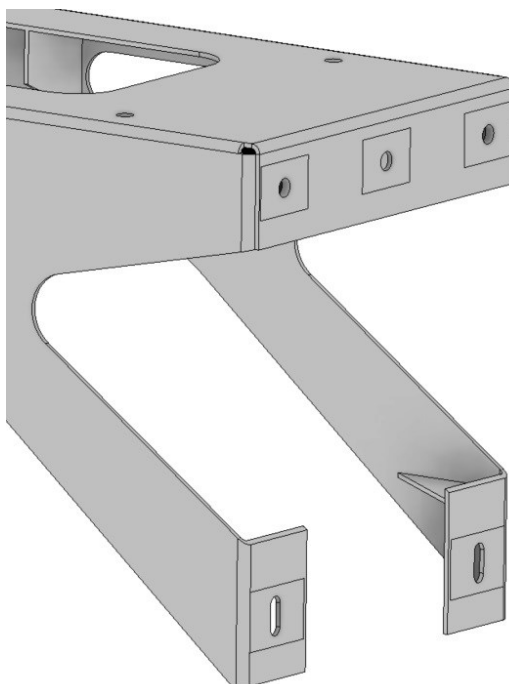
Konstrukce návrhu

Hlavní část této varianty tvoří plech tloušťky 3 mm. Při konstrukci návrhu byla použita funkce Generátor tvarů v programu Autodesk Inventor Professional 2021, která po zadání požadovaného zatížení dle normy (**kap. 4, 5**) vygenerovala přibližný tvar součásti (**obr. 22**).



Obr 22: Přibližný tvar plechu vytvořený generátorem tvarů

Pro zpevnění nejvíce zatěžované části konzoly byl v místě horního šroubového spoje vytvořen dvojitý ohyb. Jedná se o ohyb podpůrných bočnic, které překryl ohyb horní (sedací) části (**obr. 23**).



Obr 23: Detail ohybu plechu u kotvící části konzoly

Zvolený materiál a cenová kalkulace

Jako materiál byla zvolena ocel **S355J2H** z katalogu firmy Feron a.s.. Taktéž zde byl vybrán polotovár tabule plechu o rozměrech 3x1500x3000 mm, ze které lze vyrobit tři takovéto konzoly. Odhadovaná cena materiálu na výrobu jedné konzoly je **1500,- Kč** za jeden kus [13].

Posouzení varianty

Výběrem varianty vyrobené z plechu byla snaha docílit snížení hmotnosti, což se také zdařilo. Hmotnost této varianty činí dle softwaru **10,520 kg**, tzn. úsporu hmotnosti o více než 70% oproti předchozí variantě.

Návrh zabírá o něco menší objem, nežli varianta předchozí, avšak stále zabírá poměrně dost prostoru pro nohy cestujících. Jasnou nevýhodou je cena tohoto návrhu, která se odvíjí od použití oceli s lepšími mechanickými vlastnostmi.

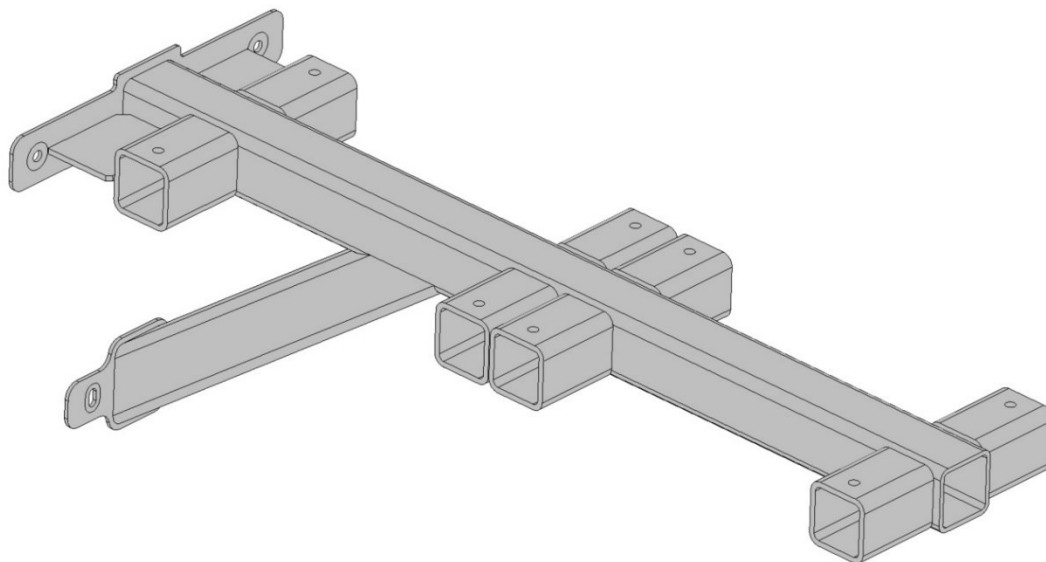
Největší nevýhodou plechové varianty je velké množství odpadu, které vznikne při výrobě, což se rovněž promítne do ceny.

Variabilita konstrukce poněkud klesla, z důvodu umístění velkých odlehčovacích otvorů, které by se musely přizpůsobit rozteči šroubů pro daný typ sedadla.

Dále je zde možnost pohodlně připevnit komfortní prvky interiérového vybavení vozidla.

6.3 Návrh č. 3

Jako poslední varianta byla navržena konzola s jedním hlavním nosníkem (**obr. 24**), jelikož předchozí dva návrhy nesplnily očekávání, co se hmotnosti a objemnosti konstrukce týče.



Obr 24: Variantní návrh č. 3

Konstrukce návrhu

Zde byl jako hlavní nosný profil použit čtvercový uzavřený profil **ČSN EN 10219 70x70x5**.

Jako pomocné nosníky, ve kterých jsou otvory pro nýtovací matice, byly použity profily **ČSN EN 10219 70x70x6**. Plní hlavní funkci upevnění sedadel pomocí šroubů daných roztečí a taktéž zde fungují jako vyztužení celé konstrukce. Musely zde být použity profily větší tloušťky, neboť hrozilo vytržení nýtovacích matic z otvorů. Taktéž první dvojice těchto profilů slouží jako výztuha, jelikož hrozilo odtržení od přivařeného žebra.

Konzola je ke skříni železničního vozidla připevněna pomocí plechu tloušťky 4 mm, ve kterém jsou předvrtány otvory pro šroubová spojení do C-drážky (**kap. 3.2**). Na horní plech jsou pro zvýšení tuhosti v podélném směru přivařena žebra o tloušťce 6 mm.

Zvolený materiál a cenová kalkulace

Hlavním cílem bylo maximální snížení hmotnosti dané varianty, a proto zde jako materiál nebyla zvolena ocel, ale slitina hliníku **EN AW 6082 T6** s mezí kluzu $R_e = 260 \text{ MPa}$ [15].

Přibližná cena tohoto profilu je **1230,- Kč**. U vyhledávání cen materiálu musel být zvolen nejbližší větší profil, protože zvolený profil pro konstrukci, by musel být vyroben na zakázku, neboť ho firmy nevedou ve standardních katalozích [16].

Posouzení varianty

Pro tuto variantu byla jako materiál zvolena hliníková slitina. Výběrem předmětného materiálu došlo ke snížení hmotnosti na **8,773 kg**. Při průzkumu různých variant bylo zjištěno, že hmotnost konzoly se pohybuje v rozmezí 10 – 13 kg. Po tomto zjištění se hmotnost návrhu č. 3 jeví jako velice akceptovatelná.

Další nespornou výhodou je, že při konstrukci byla zvolena značně obtížnější varianta, kterou je použití verze konzoly s jedním hlavním nosníkem. Toto řešení není tak objemné jako předchozí dva návrhy a nezavazí v prostoru pro nohy cestujících.

Přibližná cena této varianty se nijak zvlášť neliší od předchozích dvou řešení, což je také jednoznačnou výhodou.

Variabilita konstrukce je poněkud nižší, než u předchozích variant, z důvodu nutnosti přivaření profilů s otvorem pro nýtovací matice v požadované rozteči. Stejně tak žebra je nutno přizpůsobovat danému typu sedadla.

Optimalizace konstrukce

Pro ještě větší snížení hmotnosti byla zvolena hliníková slitina s lepšími mechanickými vlastnostmi EN AW 7075, nicméně tato volba se nakonec ukázala jako nevhodná. Hlavně z důvodu velmi špatné svažitelnosti dané slitiny. Avšak použitím tohoto materiálu by se dalo snížit současnou hmotnost přibližně o 2 kg, ale došlo by k nárůstu ceny konzoly [17].

6.4 Výběr konečného návrhu pro pevnostní výpočet

Pro výběr finální varianty pro pevnostní posouzení je sestavena hodnotící tabulka (**Tabulka 6.2**), kde dochází ke zhodnocení hlavních kritérií návrhu konstrukce jako je náročnost výroby, váha, cena, objemnost a variabilita.

Pro přehlednost je zde z informativního důvodu také umístěna (**Tabulka 6.1**), ve které jsou vypsané parametry hmotnosti a ceny. Tyto kritéria již byly zmíněny v textu výše a tabulka slouží pouze pro přehlednost.

Jako hodnotící mechanismus bylo zvoleno bodování od 1 do 3 (1 – nejlepší, 3 – nejhorší). Výsledný nejlepší návrh, který bude mít nejmenší počet bodů, bude vybrán k pevnostnímu posouzení.

Tabulka 6.1 Zhodnocení hmotností a cenové

Varianta	Cena	Body	Hmotnost	Body	Výsledné hodnocení
Varianta č. 1	755,- Kč	1	17,961 kg	3	4
Varianta č. 2	1500,- Kč	3	10,520 kg	2	5
Varianta č. 3	1230,- Kč	2	8,773 kg	1	3

Tabulka 6.2 Celkové zhodnocení konstrukčních návrhů

Varianta	Cena	Hmotnost	Náročnost výroby	Objemnost	Variabilita	Výsledné hodnocení
Varianta č. 1	1	3	3	3	2	12
Varianta č. 2	3	2	2	3	2	12
Varianta č. 3	2	1	2	1	3	9

Nejlépeší varianta, dle zvolených kritérií je **varianta č. 3** (viz **kap. 6.3**). Tato varianta je vybrána k závěrečnému pevnostnímu posouzení pomocí analytického výpočtu a MKP, dále je k ní vytvořena výkresová dokumentace v patřičném rozsahu.

7 PEVNOSTNÍ POSOUZENÍ VYBRANÉ VARIANTY

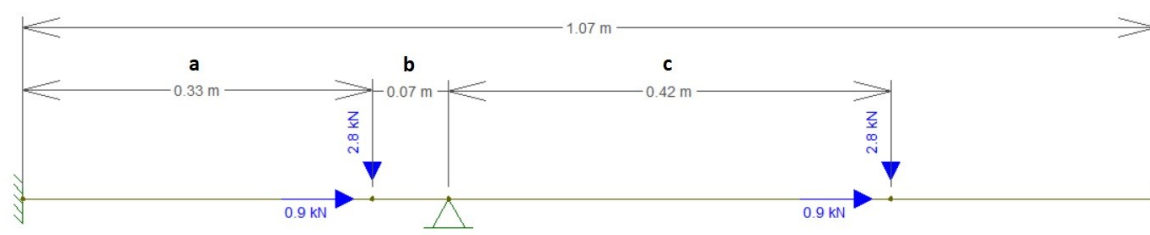
Tato kapitola se věnuje pevnostnímu posouzení varianty č. 3 (**kap. 6.3**), jež byla vybrána v předchozí kapitole (**kap. 6.4**). Je proveden zjednodušený pevnostní analytický výpočet daného konstrukčního řešení a taktéž pevnostní analýza pomocí MKP.

7.1 Zjednodušený analytický výpočet

Pro zjednodušený výpočet je konstrukce nahrazena nosníkem (**obr. 25**), který je na jednom konci vetknutý. V místě podpůrného profilu je profil ve výpočtu nahrazen kloubově posuvnou vazbou. Původně měl být výpočet proveden jako výpočet prutové soustavy, nicméně v případě prutové soustavy by zanikly momenty, které vznikají v samotném vetknutí, což by bylo příliš velké zjednodušení.

Stejně tak zde nejsou zahrnuty momenty, které působí na konzolu, protože by se jednalo o kroucení nekruhového průřezu. Tato problematika přesahuje mé dosud nabyté znalosti a v konečném důsledku by značně zkomplikovala celý výpočet.

V (**Tabulka 7.1**) jsou uvedeny vstupní hodnoty daných veličin.



Obr 25: Znárodnění nosníku pro výpočet v čelní rovině X-Y

Tabulka 7.1 Vstupní veličiny

Rozměry	Síly
$a = 329 \text{ mm}$	$F_x = 932 \text{ N}$
$b = 71 \text{ mm}$	$F_y = 2796 \text{ N}$
$c = 420 \text{ mm}$	$F_z = 2796 \text{ N}$

Výpočet statické určitosti úlohy

$$\begin{aligned} i &= 3 \times (n - 1) - 3 \times v - 2 \times r - p \\ i &= 3 \times (2 - 1) - 3 \times 1 - 2 \times 0 - 1 \\ i &= -1 [-] \end{aligned} \tag{7.1}$$

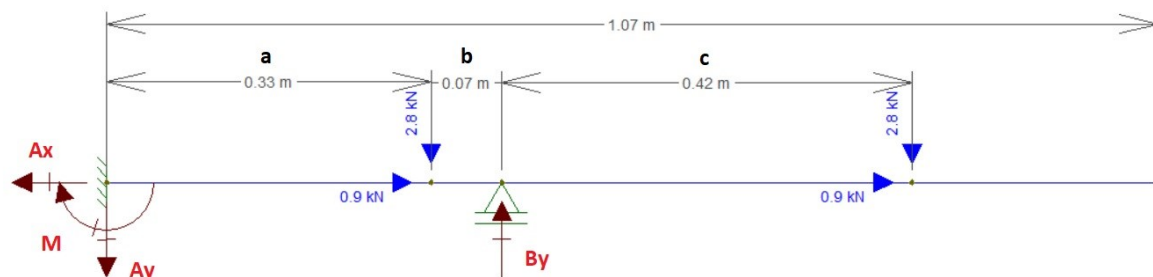
Kde n – počet členů konstrukce (včetně rámu), v – počet vetknutí, r – počet rotačních vazeb, p – počet posuvných vazeb. ($i = 0$ – úloha staticky určitá; $i < 0$ – úloha staticky neurčitá; $i > 0$ – úloha staticky přeuročitá (mechanismus))

V tomto případě se tedy na základě výpočtu (7.1) jedná o úlohu 1x staticky neurčitou (nutno určit deformační podmínku).

Deformační podmínka byla zvolena tak, že průhyb v podpoře $w_b = 0$. Zmíněný průhyb však v reálu nulový nebude, ale bude velmi zanedbatelný.

Vykreslení reakcí na nosníku je na (obr. 26).

Určení reakcí ve vazbách



Obr 26: Reakce ve vazbách

Výpočet osových složek reakcí a momentů

$$\sum F_{ix} = 0 \quad 2 \times F_x - A_x = 0 \quad (7.2)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad -2 \times F_y - A_y + B_y = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad -F_y \times (a + b + c) + B_y \times (a + b) - F_y \times a - M = 0$$

Rozdělení nosníku na úseky

Nosník je rozdělen na 3 úseky, které postupují postupně k vetknutí. Je proveden výpočet momentů na příslušných úsecích a parciální derivace daných momentů, které jsou nutné k dalším výpočtům.

1. Úsek $x_1 \in (0; c)$

$$M_{(x1)} = -F_y \times x_1 \quad (7.3)$$

$$\frac{\partial M_{x1}}{\partial B_y} = 0 \quad (7.4)$$

2. Úsek $x_2 \in (0; b)$

$$M_{(x2)} = -F_y \times (x_2 + c) + B_y \times x_2 \quad (7.5)$$

$$\frac{\partial M_{x2}}{\partial B_y} = x_2 \quad (7.6)$$

3. Úsek $x_3 \in (0; a)$

$$M_{(x3)} = -F_y \times (x_3 + b + c) + B_y \times (x_3 + b) - F_y \times x_3 \quad (7.7)$$

$$\frac{\partial M_{x3}}{\partial B_y} = b + x_3 \quad (7.8)$$

Výpočet neznámé reakce

Pro výpočet neznámé reakce B_y je použita Castiglianova věta.

$$0 = \frac{1}{E \times I} \times \left\{ \int_0^c M_{(x1)} \times \frac{\partial M_{x1}}{\partial B_y} dx_1 + \int_0^b M_{(x2)} \times \frac{\partial M_{x2}}{\partial B_y} dx_2 + \int_0^a M_{(x3)} \times \frac{\partial M_{x3}}{\partial B_y} dx_3 \right\} \quad (7.9)$$

První parciální derivace v úseku x_1 vyšla 0, takže celý první integrál se rovná 0. Stejně tak zlomek, který zahrnuje Youngův modul pružnosti E a kvadratický moment setrvačnosti I z rovnice vypadne.

$$0 = \int_0^b (-F_y \times c \times x_2 - F_y \times x_2^2 + B_y \times x_2^2) dx_2 + \quad (7.10)$$

$$+ \int_0^a (-F_y \times b^2 - F_y \times b \times x_3 - F_y \times b \times c - F_y \times c \times x_3 - F_y \times b \times x_3 - F_y \times x_3^2 +$$

$$+ B_y \times b^2 + B_y \times b \times x_3 + B_y \times b \times x_3 + B_y \times x_3^2 - F_y \times b \times x_3 - F_y \times x_3^2) dx_3$$

Následně je výraz integrován dle daných proměnných.

$$0 = \left[-F_y \times c \times \frac{x_2^2}{2} - F_y \times \frac{x_2^3}{3} + B_y \times \frac{x_2^3}{3} \right]_0^b + \quad (7.11)$$

$$+ \left[-F_y \times b^2 \times x_3 - F_y \times b \times \frac{x_3^2}{2} - F_y \times b \times c \times x_3 - F_y \times c \times \frac{x_3^2}{2} - F_y \times b \times \frac{x_3^2}{2} - F_y \times \frac{x_3^3}{3} + B_y \times b^2 \times x_3 + 2 \times B_y \times b \times \frac{x_3^2}{2} + B_y \times \frac{x_3^3}{3} - F_y \times b \times \frac{x_3^2}{2} - F_y \times \frac{x_3^3}{3} \right]_0^a$$

Ve výpočtu (7.11) došlo k dosazení horních a dolních mezí.

$$0 = -F_y \times c \times \frac{b^2}{2} - F_y \times \frac{b^3}{3} + B_y \times \frac{b^3}{3} + \quad (7.12)$$

$$+ -F_y \times b^2 \times a - F_y \times b \times \frac{a^2}{2} - F_y \times b \times c \times a - F_y \times c \times \frac{a^2}{2} - F_y \times b \times \frac{a^2}{2} - F_y \times \frac{a^3}{3} + B_y \times b^2 \times a + 2 \times B_y \times b \times \frac{a^2}{2} + B_y \times \frac{a^3}{3} - F_y \times b \times \frac{a^2}{2} - F_y \times \frac{a^3}{3}$$

Po úpravách rovnice došlo k výpočtu rovnice pro získání reakční síly B_y .

$$B_y = \frac{F_y \times \left(\frac{c \times b^2}{2} + \frac{b^3}{3} + b^2 \times a + \frac{3 \times b \times a^2}{2} + a \times b \times c + \frac{c \times a^2}{2} + \frac{2 \times a^3}{3} \right)}{\frac{b^3}{3} + a \times b^2 + \frac{2 \times b \times a^2}{2} + \frac{a^3}{3}} \quad (7.13)$$

Po dosazení vstupních hodnot (**Tabulka 7.1**) reakce vychází $B_y = 9\,259\,N$.

$$B_y = \frac{2796 \times 70\,646\,318,5}{21\,333\,333,33} = 9\,259\,N$$

Dopočet zbylých reakcí

Do rovnic reakcí (7.2) jsou dosazeny potřebné síly z (**Tabulka 7.1**) a vzorce (7.13), aby bylo možno dopočítat všechny potřebné reakce nutné pro vykreslení průběhu sil a momentů.

$$A_x = 2 \times F_x \quad (7.14)$$

$$A_x = 2 \times 932 = 1\,864\,N$$

$$A_y = B_y - 2 \times F_y \quad (7.15)$$

$$A_y = 9\,259 - 2 \times 2\,796 = 3\,667\,N$$

$$M = -F_y \times (2 \times a + b + c) + B_y \times (a + b) \quad (7.16)$$

$$M = -2\,796 \times (2 \times 329 + 71 + 420) + 9\,259 \times (329 + 71)$$

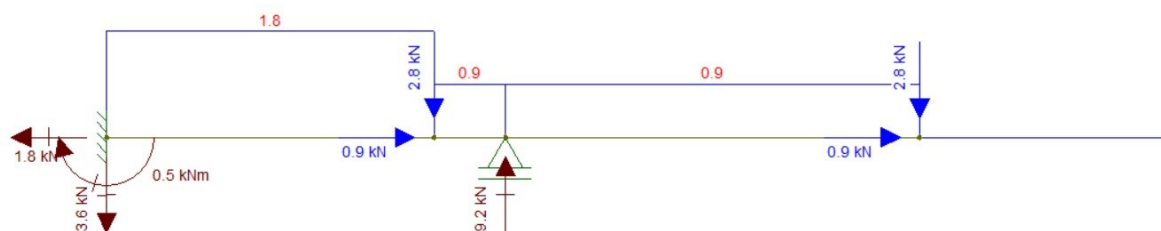
$$M = 490\,996\,N \times mm$$

Pro větší přehlednost jsou v (**Tabulka 7.2**) vypsány hodnoty všech dopočtených reakcí.

Tabulka 7.2 Souhrn všech dopočtených neznámých

Reakce	Hodnota	Jednotka
A_x	1 864	N
A_y	3 667	N
B_y	9 259	N
M	490 996	N × mm

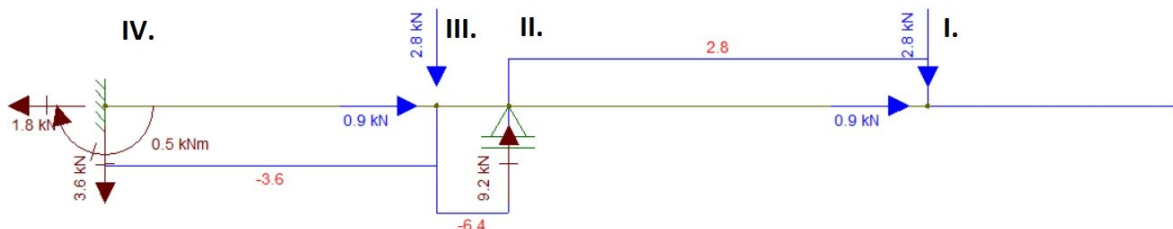
Grafické zobrazení průběhu složek normálových sil



Obr 27: Průběhy normálových sil

Pro zkontrolování výsledků a vykreslení průběhů sil a momentu byl použit freeware software Ftool pro přehlednější zobrazení. Při porovnání výsledků v (**Tabulka 7.2**) a hodnot reakcí v softwaru Ftool (**obr. 27**) bylo zjištěno, že výpočet je správně s určitou minimální odchylkou, z důvodu zaokrouhlování veličin softwarem. Posouvající a normálové síly na (**obr. 27 a 28**) jsou uvedeny v [kN].

Grafické zobrazení průběhů složek posouvajících sil



Obr 28: Průběhy posouvajících sil

Výpočet průběhu momentů

Při těchto dílčích výpočtech je využita znaménková dohoda a je postupováno zprava. Nosník je rozdělen na úseky, které jsou označeny římskými číslicemi (**obr. 28**).

$$M_{IIP} = -F_y \times c \quad (7.17)$$

$$M_{IIP} = -2796 \times 420 = -1\,174\,320 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{IIIP} = -F_y \times (b + c) + B_y \times b \quad (7.18)$$

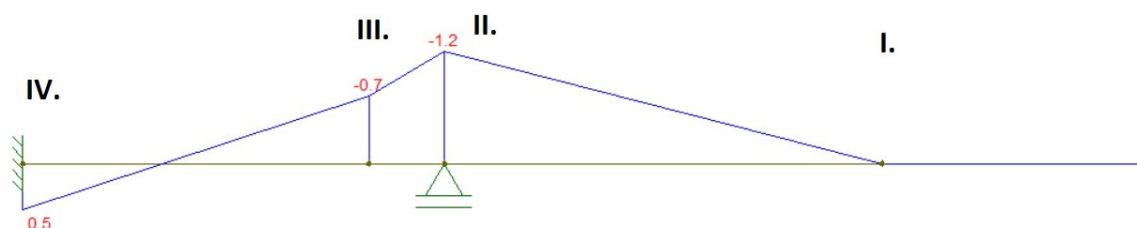
$$M_{IIIP} = -2796 \times (71 + 420) + 9259 \times 71 = -715\,447 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_{IVP} = -F_y \times (a + b + c) + B_y \times (a + b) - F_y \times a \quad (7.19)$$

$$M_{IVP} = -2796 \times (329 + 71 + 420) + 9259 \times (329 + 71) - F_y \times 329 =$$

$$M_{IVP} = 490\,996 \text{ N} \times \text{mm}$$

Na následujícím obrázku (**obr. 29**) je znázorněn průběh momentů vykreslený pomocí softwaru Ftool i s hodnotami. Hodnoty jsou v jednotkách [kN × mm].



Obr 29: Průběh momentu v nosníku

Předchozí výpočty v této kapitole byly pouze pro jednu rovinu **X – Y**, nicméně nosník je namáhán prostorově. Výpočet ve druhé rovině **X – Z** zde není uveden, protože z důvodu rovnosti sil F_y a F_z by vycházel naprosto se shodnými hodnotami, nicméně je zahrnut při výpočtu redukovaného napětí (7.25).

Rozměrové charakteristiky použitého profilu

Hlavním prvkem konstrukce je profil ČSN EN 10 219 70x70x5. Rozměrové charakteristiky profilu jsou v (Tabulka 7.3).

Tabulka 7.3 Rozměry profilu ČSN EN 10 219 70x70x5

Vnější rozměr B [mm]	Vnitřní rozměr b [mm]	Vnější rozměr H [mm]	Vnější rozměr h [mm]
70	60	70	60

Plocha průřezu vypočtená softwarem Autodesk Inventor Professional 2021 je $A = 1\,236\text{ mm}^2$.

Výpočet průřezových charakteristik nosníku

a) Kvadratický moment setrvačnosti

Profil má čtvercový průřez a jeho momenty k jednotlivým osám budou tedy stejné.

$$I_{y,z} = \frac{B \times H^3 - b \times h^3}{12} \quad (7.20)$$

$$I_{y,z} = \frac{70 \times 70^3 - 60 \times 60^3}{12} = 920\,833,33\text{ mm}^4$$

b) Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{B \times H^3 - b \times h^3}{6 \times H} \quad (7.21)$$

$$W_o = \frac{70 \times 70^3 - 60 \times 60^3}{6 \times 70} = 26\,309,52\text{ mm}^3$$

Kontrola nosníku na tah

$$\sigma_t = \frac{F_{NMax}}{A} \quad (7.22)$$

$$\sigma_t = \frac{1\,864}{1\,236} = 1,51\text{ MPa}$$

Kontrola nosníku na ohyb

Maximální moment je dle grafického průběhu v místě podpory nosníku. A je vypočten ve vzorci (7.17) $M_{oMAX} = M_{IIP} = -1\,174\,320\,N \times mm$.

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \quad (7.23)$$
$$\sigma_{o1} = \frac{1\,174\,320}{26\,309,5} = 44,63\,MPa$$

Kde σ_{o1} je napětí v ohybu v rovině **X – Y**.

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \quad (7.24)$$
$$\sigma_{o2} = \frac{1\,174\,320}{26\,309,5} = 44,63\,MPa$$

Kde σ_{o2} je napětí v ohybu v rovině **X – Z**.

Výsledné redukované napětí působící na nosník

$$\sigma_{RED} = \sigma_{o1} + \sigma_{o1} + \sigma_t \quad (7.25)$$
$$\sigma_{RED} = 44,6 + 44,6 + 1,5 = 90,70\,MPa$$

7.2 Pevnostní analýza pomocí MKP

Tato podkapitola se zabývá pevnostní analýzou pomocí MKP v softwaru Autodesk Inventor Professional 2021. Jsou zavedeny okrajové podmínky, nutné pro pevnostní výpočet, jako je umístění vazeb a zatížení na modelu, rozlišení sítě, atd.

Dále se zde dochází k vyhodnocení a popisu výsledků pevnostní analýzy.

7.2.1 Výpočet reakčních sil vzniklých tíhou konzoly

Pro přesnost výsledků pevnostní analýzy je nutno dopočítat reakce, jež působí v těžišti konzoly. Tyto vzniklé reakce vyvolává tíha samotné konzoly.

$$F_{kx} = m_k \times 3 \times g = 8,773 \times 3 \times g = \mathbf{258,19\ N} \quad (8.2)$$

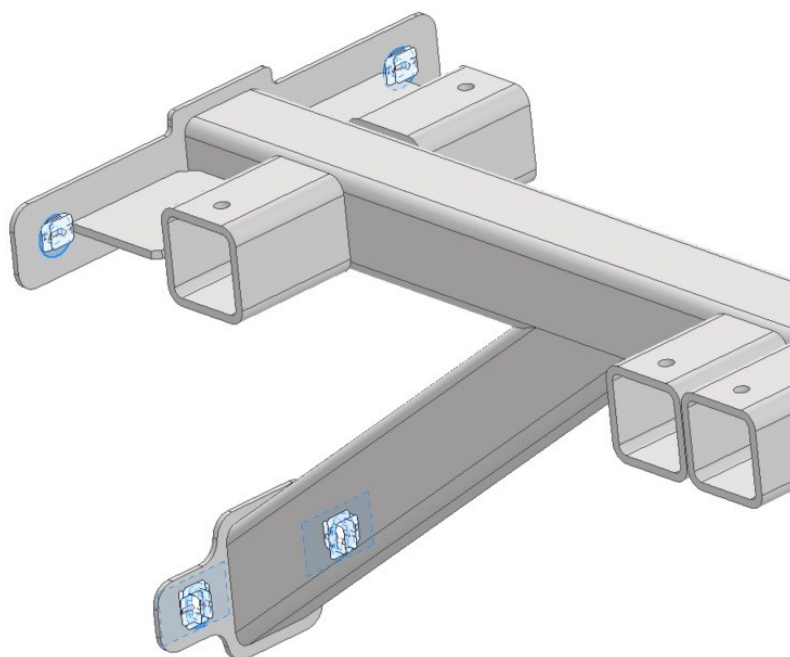
$$F_{ky} = m_k \times 1 \times g = 8,773 \times 1 \times g = \mathbf{86,06\ N}$$

$$F_{kz} = m_k \times 3 \times g = 8,773 \times 3 \times g = \mathbf{258,19\ N}$$

7.2.2 Umístění vazeb

Jak již bylo zmíněno (**kap. 2.1**), jedná se o prostorově namáhaný vetknutý nosník. Pro analýzu byly tedy pevné vazby umístěny na ploše, kde se nachází šroubové spojení. Proto je lze pokládat za dosti tuhé na to, aby je bylo možné nahradit vazbou vetknutí.

Z (**obr. 30**) vyplývá, že pevné vazby jsou rozmístěné na 4 místa určená pro šroubový spoj (**kap. 3.2**).

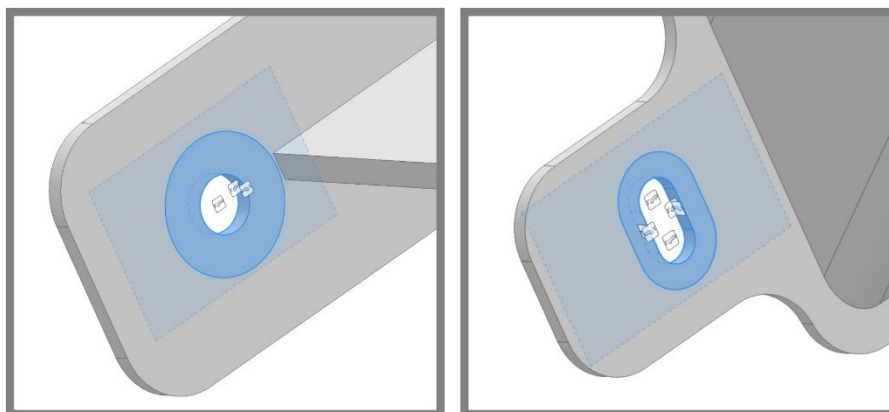


Obr 30: Umístění pevných vazeb – přední pohled

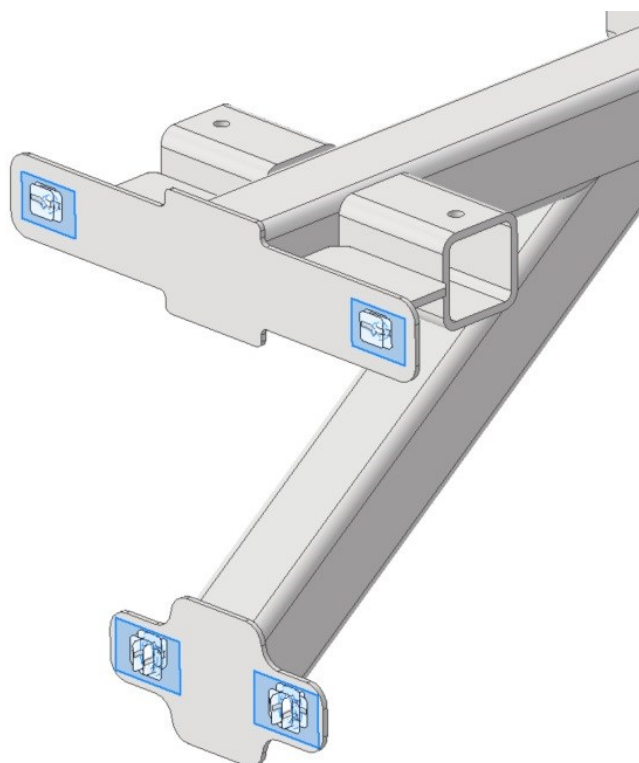
Na (**obr. 31**) je vyobrazen detail umístění pevných vazeb. Vazba je umístěná na ploše pod podložkou z čelní strany, na válcové ploše a na obdélníkové ploše ze strany opačné. V případě dolního šroubového spoje (**obr. 31 vpravo**) je vazba umístěna na oválné ploše.

Z (**obr. 32**) je patrné, že na opačné straně je plocha rozdělena obdélníkem, který simuluje dosedací plochu pultruzní laminátové podložky (**kap. 3.2**).

Rozměry rozdělených ploch se liší z důvodu různé velikosti prvků ve šroubových spojích (různé rozměry kruhových podložek a pultruzních laminátových podložek).



Obr 31: Detail umístění pevné vazby (vlevo – horní šr. spoj, vpravo – dolní šr. spoj)



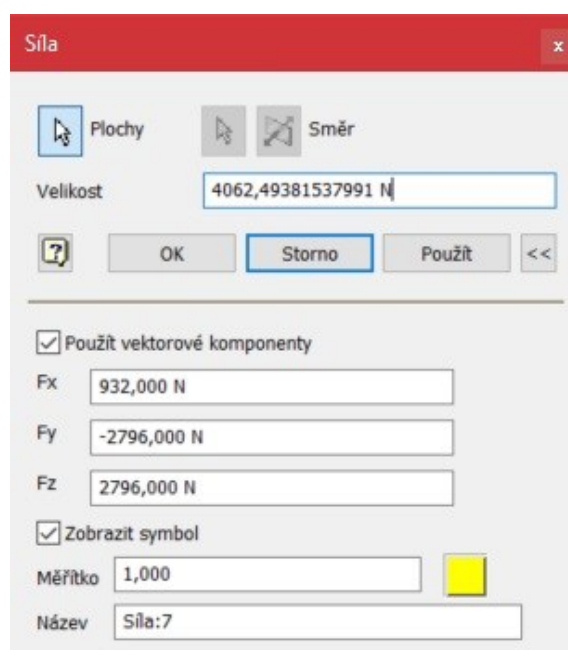
Obr 32: Umístění pevných vazeb – zadní pohled

7.2.3 Dotyky

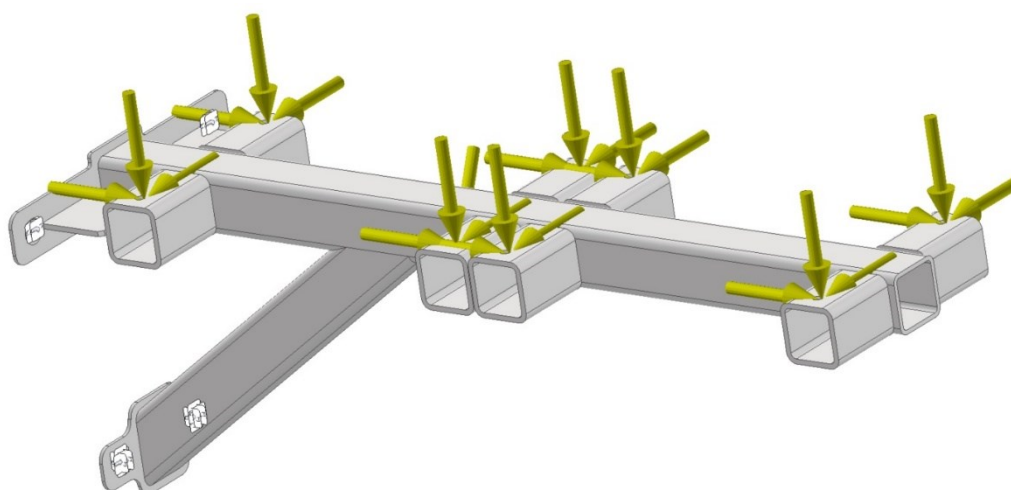
Veškeré další dotyky jsou ponechány jako vázané, neboť se jedná o svařenec. Z tohoto důvodu není vhodné jakkoli optimalizovat konstrukci pomocí jiných dotyků.

7.2.4 Silové zatížení

Konzolu je zatížena dle požadavků normy **ČSN EN 12663-1 + A1**. Složky sil jsou vypočteny v (kap. 5). Tyto složky jsou zadány jako vektor, který působí na jedno sedadlo. Tento vektor je rozložen na 4 otvory pro nýtovací matice (pro každé sedadlo zvlášť). Toto je patrné z (obr. 33 a 34).



Obr 33: Silové zatížení v daných směrech dle ČSN EN 12 663-1 +A1

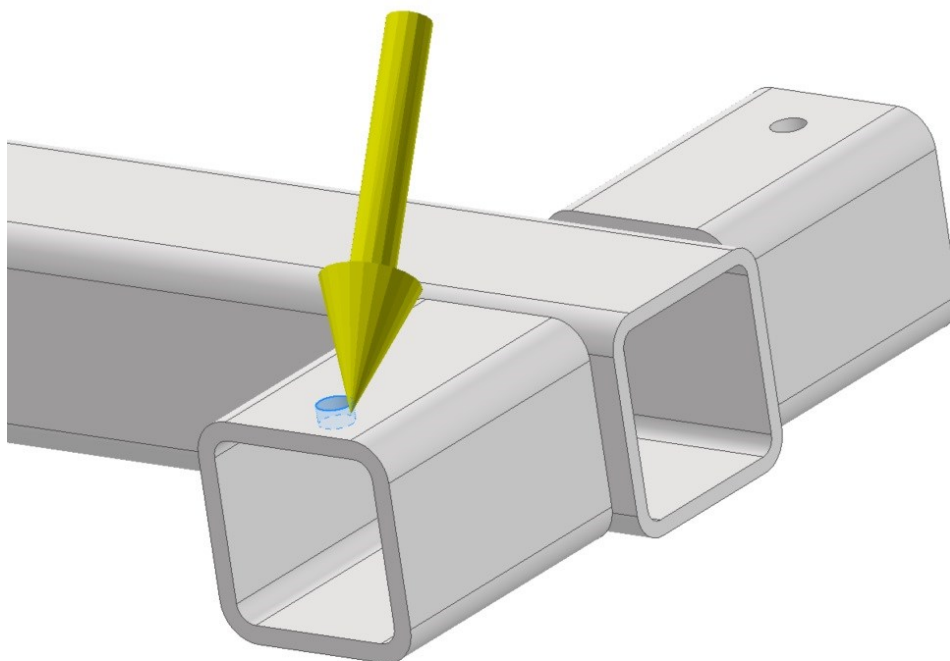


Obr 34: Rozmístění silového zatížení na konzolu

Pro přehlednost je vektor (**obr. 34**) rozložen do jednotlivých osových složek dle směru, ve kterém působí zatížení.

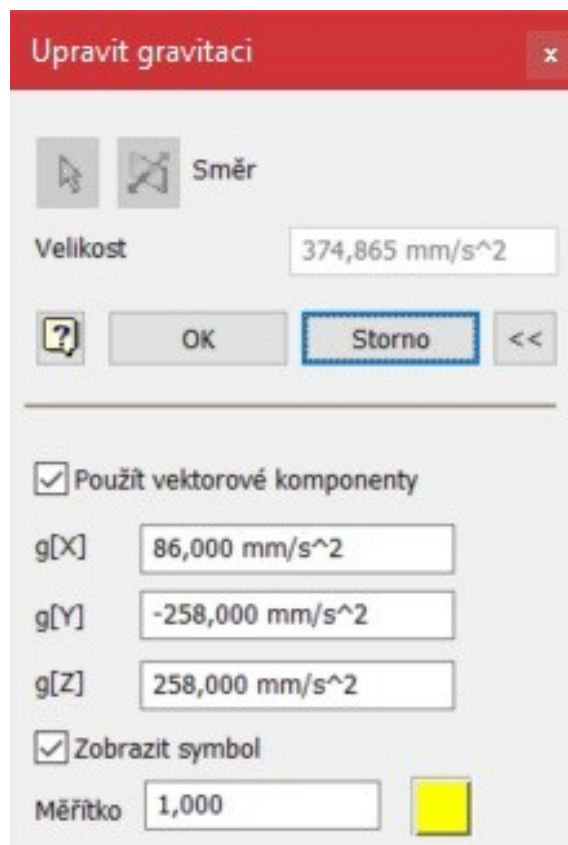
Silové zatížení je umístěno na válcové ploše pro nýtovací matice, aby došlo k zohlednění nejhoršího možného mezního případu, který může nastat. Toto zadání silového zatížení tak zanedbává tření mezi dosedací plochou sedadla a samotnou konzolou, které tam ve skutečnosti vzniká.

Detail umístění zatížení na válcové ploše je na (**obr. 35**).



Obr 35: Detail umístění zatížení

Další zatížení, která je nutno dle normy **ČSN EN 12663-1 + A1** zohlednit, jsou zatížení, jež vznikají samotnou tíhou konzoly. Tato zatížení jsou zadána vektorově do těžiště konzoly pomocí funkce Gravitace na (**obr. 36**). Vektorové složky tíhového zatížení jsou vypočteny v (**kap. 7.2.1**).



Obr 36: Tíhové zatížení vyvolané hmotností konzoly

7.2.5 Momentové zatížení

Kromě silového zatížení je nutné konzolu namáhat i momentovým zatížením, neboť působí síla $H_T = 300 \text{ mm}$ se nacházejí nad konzolou samotnou. Z toho důvodu jsou dopočteny velikosti momentů (7.25 a 7.26), vyvolané dvěma silami F_x a F_z .

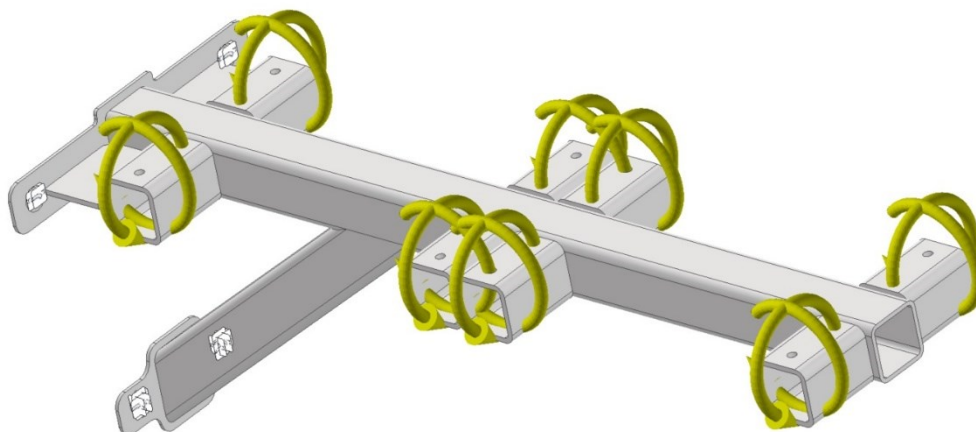
$$M_x = F_x \times H_T \quad (7.25)$$

$$M_x = 932 \times 300 = 279,60 \text{ Nm}$$

$$M_z = F_z \times H_T \quad (7.26)$$

$$M_z = 2796 \times 300 = 838,80 \text{ Nm}$$

Momenty jsou umístěny na stejné válcové plochy jako silové zatížení (kap. 7.2.4) a oba dva rovnoměrně rozloženy na 4 otvory. Tento postup je aplikován pro obě sedadla. Velikost a orientace momentů vyplývá z (obr. 37 a 38).

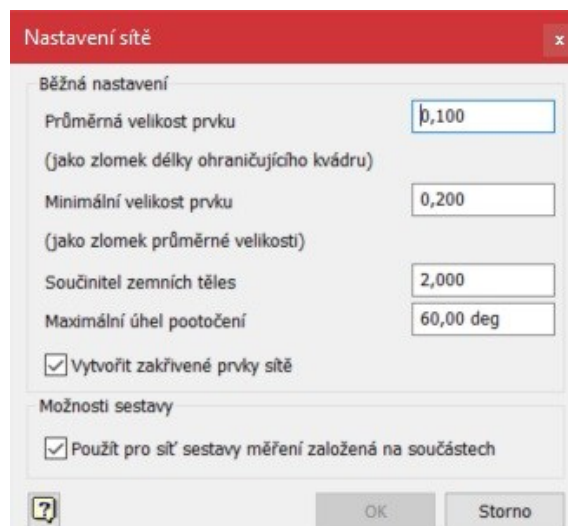


Obr 37: Umístění momentu na modelu konzoly

Obr 38: Momentové zatížení v jednotlivých osách

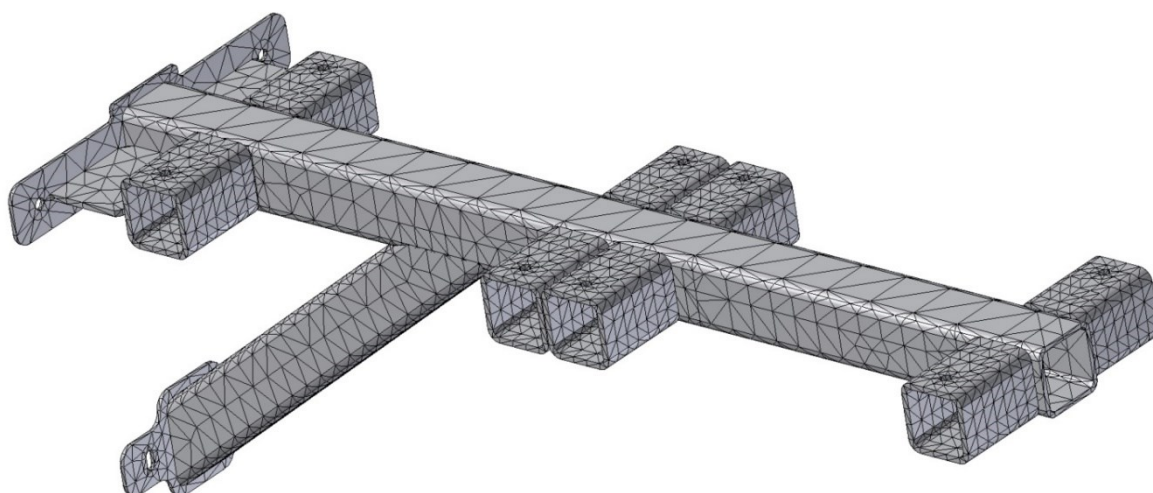
7.2.6 Nastavení sítě

Pro prvotní výpočet je ponecháno primární nastavení sítě, které se dále zpřesňuje pomocí dalších porovnávacích výpočtů. Primární nastavení vyplývá z (obr. 39). Je zapnuta tvorba zakřivených prvků sítě, z důvodu přítomnosti větších rádiusů na použitých silnostěnných profilech.



Obr 39: Nastavení parametrů sítě

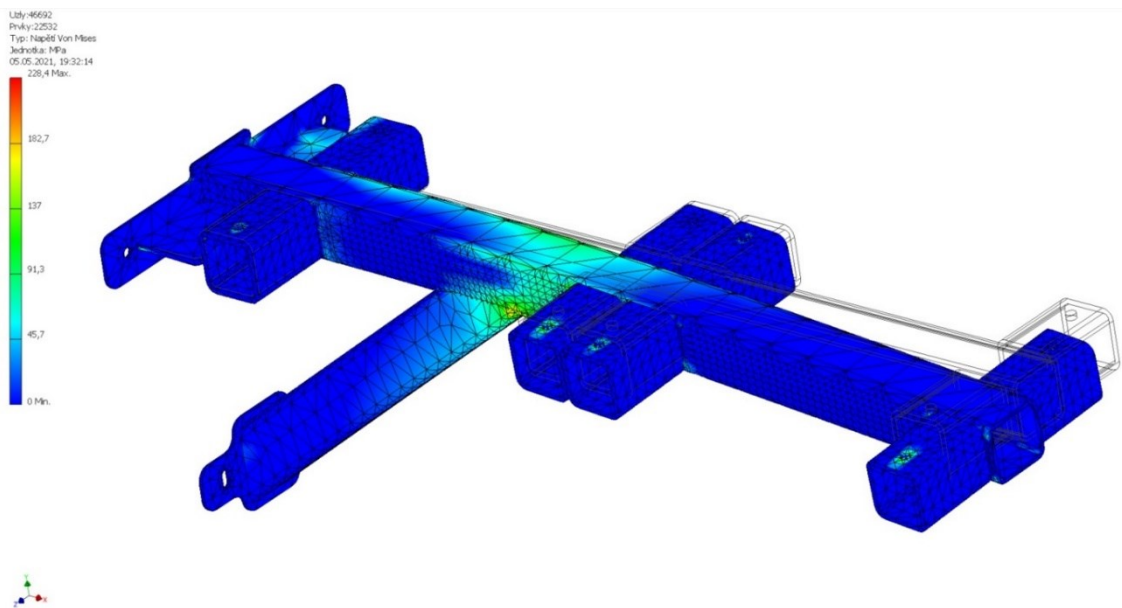
Z (obr. 40) vyplývá primárně definovaná síť bez zpřesňujících výpočtů.



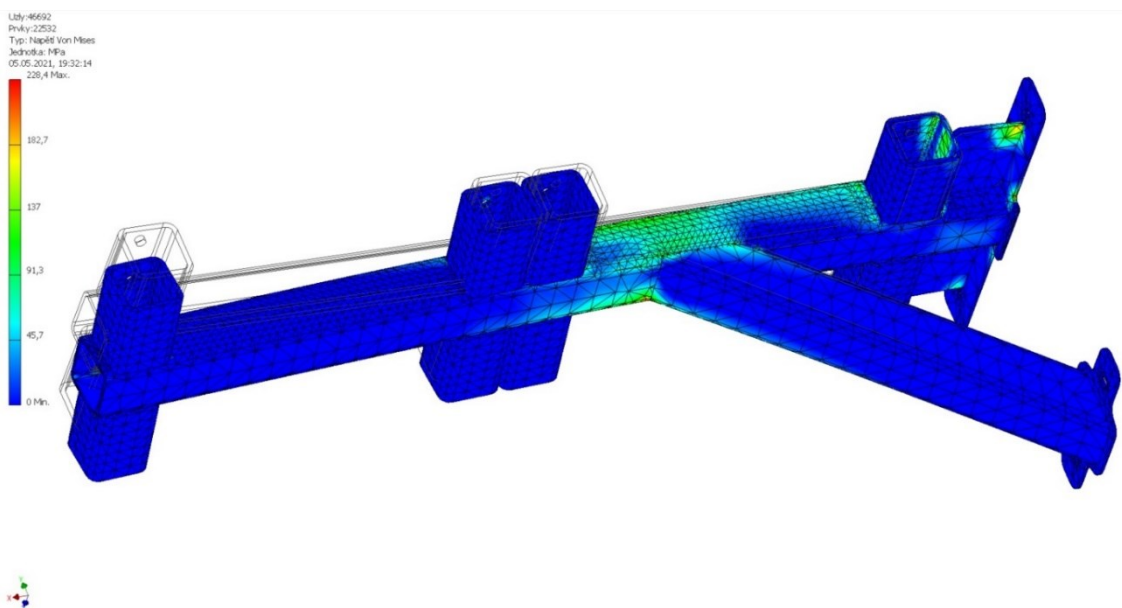
Obr 40: Pohled sítě v primární definici

7.2.7 Výsledky pevnostní analýzy

Výsledky pevnostní analýzy se ukázaly jako uspokojivé. Maximální napětí, které zde vzniká, se nachází v místě podpory. Jedná se o napěťovou špičku o velikosti **228,4 MPa**, vzniká zde napětí v tlaku. Ve skutečnosti by v místě podpory bylo napětí jiné, z důvodu nezapočtení přidaného materiálu, jež je vnesen svařováním do konstrukce a také z důvodu, že ve svarovém spoji velmi klesá mez kluzu materiálu. Ale v tomto případě se nejedná o příliš velký problém, neboť mez kluzu materiálu $R_e = 260 \text{ MPa}$, takže konstrukce splňuje základní požadavky na bezpečnost. Pro přesnější kontrolu by bylo zapotřebí zvolit jiný výpočetní software, nebo dále optimalizovat konstrukci.



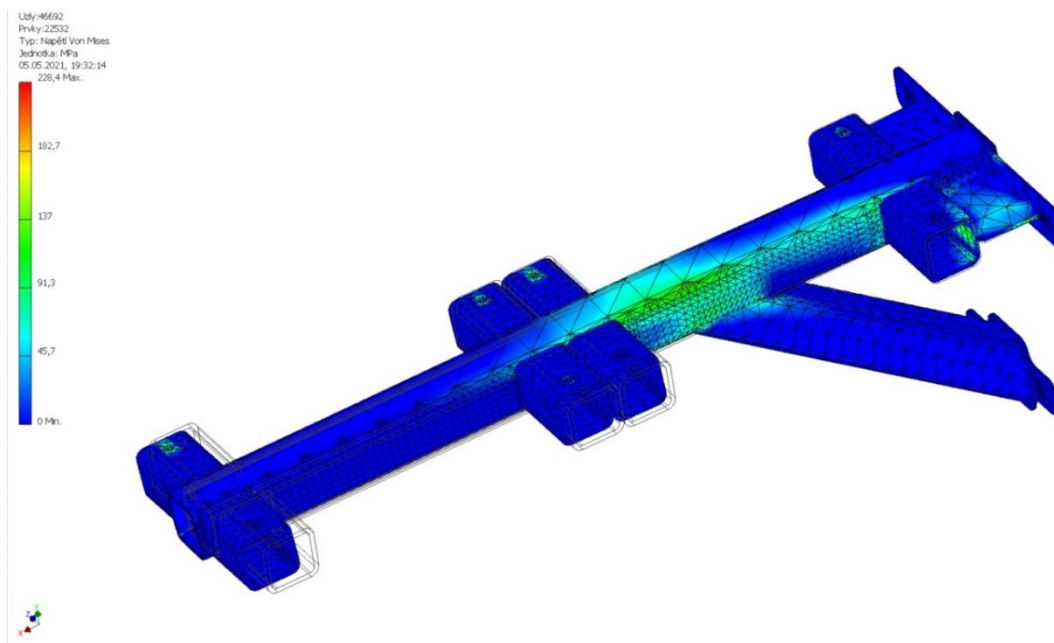
Obr 41: Výsledky analýzy



Obr 42: Výsledky analýzy – pohled ze spodu

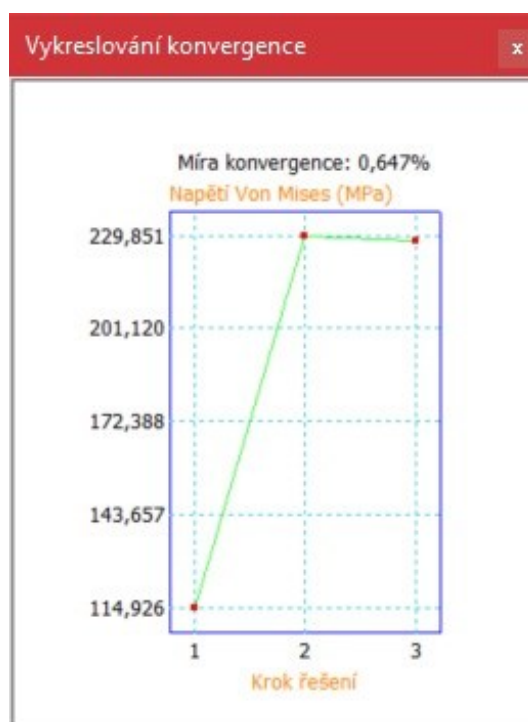
Jako další problémové místo se jeví žebro (**obr. 42**), kde sice působí zvýšené napětí, ale není v místě, kde se nachází svarový spoj, což je pro výslednou bezpečnost klíčové. Napětí v místě svaru nepřesahuje hodnotu **137 MPa**.

V původním návrhu žebro nedoléhalo na profil s otvorem pro nýtovací matici a vznikal tam velký koncentrátor napětí, který by ve skutečnosti mohl vést ke vzniku mikrotrhliny ve svarové housence. Bylo nutné optimalizovat návrh do současné podoby, kdy žebro pevně doléhá na daný profil a koncentrátor napětí v daném místě zanikl.



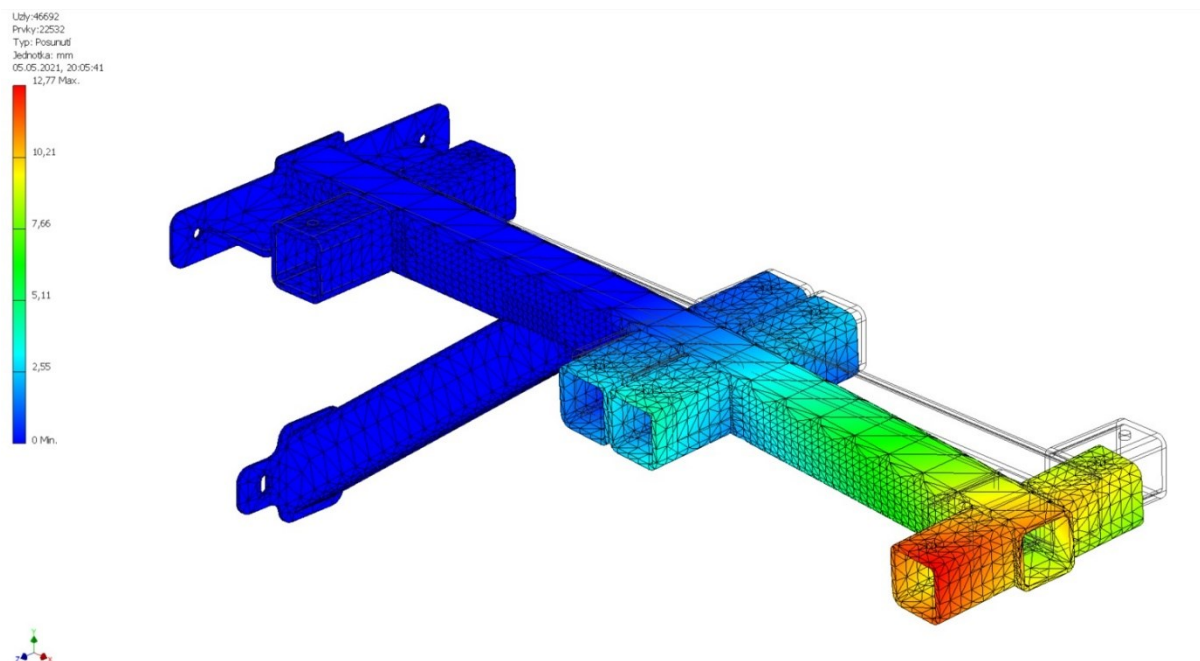
Obr 43: Výsledky analýzy pohled shora

Po provedení dalších zpřesňujících výpočtů, došlo ke zhuštění sítě v místech s vyššími hodnotami napětí a tím došlo ke zpřesnění dosavadních hodnot. Míra konvergence (**obr. 44**) dosáhla **0,647 %** a měla klesající tendenci, což by se dalo považovat za uspokojivý výsledek.



Obr 44: Míra konvergence

K největšímu posunutí došlo na konci nosníku (**obr. 45**), což bylo předvídatelné. Hodnota maximálního posunutí při výpočtu s mezním namáháním činí **12,77 mm**. Tuto hodnotu velmi ovlivnilo to, že se jedná o slitinu hliníku, která má radikálně nižší Youngův modul pružnosti $E = 70 \text{ GPa}$, oproti oceli.



Obr 45: Výsledky analýzy – posunutí

Posouzení výsledků pevnostní analýzy

Z předchozích obrázků je zjevné, že by tento návrh pevnostně obstál, při základních požadavcích na bezpečnost. Největší koncentrace napětí, která však nepřesahuje mez kluzu materiálu, se nachází pod podporou (**obr. 43**). Toto se dalo po zjednodušeném analytickém výpočtu předpokládat. Lze to vyčíst z průběhu momentů na nosníku (**obr. 29**). Za další velmi namáhané místo, lze považovat otvory pro upevnění nýtovacích matic, kde se napětí pohybuje okolo **130 MPa**.

Nicméně výsledky pevnostní analýzy se od analytického výpočtu liší a to především z důvodu zavedení momentů, které byly u analytického výpočtu zanedbány, neboť se jedná o kroucení nekruhového průřezu a přesahuje to mé dosud nabyté znalosti z pružnosti a pevnosti materiálů. Taktéž pevnostní výpočet pomocí MKP zohledňuje vruby a vliv dalších tvarů, které analytickým výpočtem zjistit nelze.

Pro zajímavost ještě bylo zjištěno jaké napětí a posunutí na konzole vzniká při standartním zatížení (tnz. 2 osoby na 2 sedadlech). Umístění hlavních míst, kde se koncentrovalo napětí, zůstalo neměnné, stejně jako umístění maximálního posunutí na konci konzolového nosníku. Maximální hodnoty napětí se dostaly na hodnotu **35,93 MPa** a maximální posunutí na hodnotu **1,477 mm**, což se jeví jako velmi obstojné hodnoty pro obě veličiny.

ZÁVĚR

V teoretické části byla vypracována řešerše, která měla sloužit jako vodítko k uvědomění, co je vlastně cílem této bakalářské práce a také ke zjištění, jaké jsou možnosti upevňování sedadel v současné praxi. U každé z metod došlo k zamyšlení nad výhodami a nevýhodami, což pomohlo při samotné konstrukci vlastních návrhů.

Po tomto průzkumu současné praxe a detailnímu rozboru variant upevnění konzoly do bočnice vozidla, směřovala práce k praktické části, kde došlo k podrobnému seznámení se s normáliemi a nároky na konstrukci, kterým musí návrhy odolávat v praxi.

Následoval detailní popis konstrukce jednotlivých návrhů a zvážení veškerých aspektů, jež vedly k výběru finální varianty. Výběr nejlepší varianty se stal jakýmsi kompromisem napříč požadavky (hmotnost, cena, složitost, objemnost, atd.). Veškeré návrhy, jež vznikly, byly podrobeny pevnostní analýze, ve které vyhověly, stejně tak byl u všech zachován stupeň univerzálnosti (tj. schopnost nést 3 sedadla různých výrobců, bez nutnosti velkých zásahů do konstrukce). Veškeré návrhy zmíněné v této práci požadavkům vyhověly.

Při samotném modelování finální varianty bylo nutno vyřešit několik problémů. První problém byla volba řešení varianty s jedním hlavním nosníkem, která je konstrukčně náročnější, než varianta se dvěma hlavními nosníky. Došlo k vyřešení problému koncentrátoru napětí, jež vznikal u žebra. Dále hrozilo vytržení nýtovacích matic z materiálu, takže materiál musel být vyztužen, až dosáhl ideálního průřezu v závislosti na pevnosti a váze.

Závěrem byly vypočteny dva pevnostní výpočty, jeden zjednodušený analytický a druhý softwarový pomocí MKP pevnostní analýzy. Obě metody byly porovnány mezi sebou. Ze zájmu o problematiku byla vytvořena MKP analýza se standardním zatížením, jež vzniká za normálního provozu, kde výsledky, jež byly akceptovatelné, byly pouze zmíněny v textu práce.

Cílem celé práce bylo vymyslet návrh konzoly, která by umožňovala s minimálními úpravami, ukotvení více typů sedadel. Tuto myšlenku komplikuje velmi rozdílná rozteč otvorů pro šrouby u jednotlivých výrobců. Nicméně byl tento fakt zohledněn a došlo k návrhu konzoly, jež potřebovala jen minimální úpravy typu převrtání děr, nebo přivaření profilu v požadované rozteči.

Celkově vybraný návrh obstál ve všech kritériích, na základě kterých byl vybrán. Stejně tak obstál i v pevnostních výpočtech.

Na závěr byla vypracována výkresová dokumentace finální varianty.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D., za vedení mé bakalářské práce. Stejně tak konzultantovi z firmy Škoda Transportation a.s. panu Ing. Jakubu Tížkovi, za zodpovězení veškerých dotazů a časté konzultace, díky kterým jsem byl schopen se posouvat v problematice zadaného tématu.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] KALINA, Lukáš. 2. třída. In: *VagonWEB* [online]. 2013 [cit. 2020-11-18]. Dostupné z: https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201302/IMG_9356.jpg
- [2] DVOŘÁK, Pavel. 1. třída. In: *VagonWEB* [online]. 2009 [cit. 2020-11-21]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201001/P1020377.jpg>
- [3] DVOŘÁK, Pavel. Upevnění ve voze Bmpz - Railjet. In: *VagonWEB* [online]. 2009, 2009 [cit. 2020-11-21]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201001/P1030041.jpg>
- [4] KALINA, Lukáš. 2. třída. In: *VagonWEB* [online]. 2013 [cit. 2020-12-04]. Dostupné z: https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201302/IMG_9341.jpg
- [5] MADĚRA, Matěj. Řada 842. In: *VagonWEB* [online]. 2013 [cit. 2021-03-26]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201301/prostor-pro-cestujici-mensi.jpg>
- [6] IVANCO, Thomas. Schematic of a cantilever beam in bending. In: *Research gate* [online]. 2018 [cit. 2021-02-23]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-a-cantilever-beam-in-bending_fig1_325962917
- [7] BIČAN, Marek. RegioJet 643 Talent. In: *VagonWEB* [online]. 2020, 2017 [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201701/DSC_4494.jpg
- [8] ÖBB 4024 031-9. In: *VagonWEB* [online]. 2021, 2018 [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/202001/DSCN8255-kopie.jpg>
- [9] ÖBB 4024 031-9. In: *VagonWEB* [online]. 2021, 2018 [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/202001/DSCN8243-kopie.jpg>
- [10] Obrázky a modely poskytnuté firmou Škoda Transportation a.s.
- [11] ČSN EN 12 663-1 + A1. *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [12] Rovinný ohyb přímých prutů. PUCHMAJER, Pavel. *Pružnost a pevnost*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, s. 72-98. ISBN 80-01-03244-2.
- [13] *Ferona* [online]. 2021 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [14] Nýtovací matice STT-Z St. *Sariv* [online]. [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: <https://www.sariv.cz/images/virtuemart/product/STT%20-%20Z2.jpg>
- [15] Mechanické vlastnosti. *Alumeco* [online]. 2021 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://www.alumeco.cz/technick%C3%A9-informace/mechanick%C3%A9-vlastnosti/profily-l-t-a-u?s=0>
- [16] Hliníkový jelek 75x75x5. *E-hlinik* [online]. 2021 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://www.ehlinik.cz/hlinikovy-jekl-75x75x5-6063/pro-0SS0000101.html>
- [17] Slitina EN AW 7075. *Proal* [online]. 2021 [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: <https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-7075/>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A:

Výkresová dokumentace roztečí otvorů v sedadlech 3 různých nejmenovaných výrobců, poskytnutá společností Škoda Transportation a.s.

Příloha B:

Pevnostní analýza pro zbylé typy sedadel.

Příloha C:

Výkresová dokumentace vybrané varianty č. 3.